



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta strojní



KONSTRUKCE ZÁKLADNÍHO ÚSTROJÍ PLSTÍCIHO STROJE

Diplomová práce

Studijní program: N2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T010 – Konstrukce strojů a zařízení
Autor práce: **Bc. Michal Strnad**
Vedoucí práce: Ing. Martin Konečný, Ph.D.





TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC
Faculty of Mechanical Engineering ■

DESIGN OF THE DRIVE SYSTEM ON THE FELTING MACHINE

Diploma thesis

Study programme: N2301 – Mechanical Engineering
Study branch: 2302T010 – Machines and Equipment Systems
Author: **Bc. Michal Strnad**
Supervisor: Ing. Martin Konečný, Ph.D.



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Michal Strnad**
Osobní číslo: **S13000474**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Konstrukce strojů a zařízení**
Název tématu: **Konstrukce základního ústrojí plstícího stroje**
Zadávací katedra: **Katedra textilních a jednoúčelových strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

1. Provedte rozbor současného stavu problematiky strojů pro plstění klobouků.
2. Návrh vhodných mechanismů pro pohon a přítlak plstících válců.
3. Nejvhodnější variantu zpracujte do konstrukčního návrhu.
4. Vypracujte výkresovou dokumentaci konstrukčního návrhu.

Rozsah grafických prací: výkresová dokumentace

Rozsah pracovní zprávy: 45 stran formát A4

Forma zpracování diplomové práce: tištěná/elektronická

Seznam odborné literatury:

- [1] BRADSKÝ, Z., JÁČ, V.: Mechanika II, Kinematika. Skripta VŠST Liberec, 1986.
- [2] BRADSKÝ, Z., VRZALA, R.: Mechanika III - Dynamika, Skripta VŠST, Liberec, 1986.
- [3] KOLOC, Z., VÁCLAVÍK, M.: Vačkové mechanismy, Praha: SNTL, 1988.
- [4] BOHÁČEK, F. a kol: Části a mechanismy strojů III. Převody. Brno: Vysoké učení technické, 1982.
- [5] Manuál Creo 2.

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Martin Konečný, Ph.D.

Katedra textilních a jednoúčelových strojů

Konzultant diplomové práce:

Ing. Jaroslav Kopal, CSc.

Katedra textilních a jednoúčelových strojů

Datum zadání diplomové práce: **2. února 2015**

Termín odevzdání diplomové práce: **2. února 2016**

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan



prof. Ing. Jaroslav Beran, CSc.
vedoucí katedry

V Liberci dne 2. února 2015

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce Ing. Martinu Konečnému Ph.D. a Ing. Jaroslavu Kopalovi CSc. za jejich podporu a poskytnutí odborných rad při vedení diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat katedře textilních a jednoúčelových strojů za poskytnuté prostředky na zhotovení této diplomové práce.

Abstrakt

Diplomová práce se zabývá problematikou konstrukčního návrhu nového ústrojí plstícího stroje na výrobu polotovarů klobouků z králíčí srsti. V řešeršní části byly popsány dosavadní plstící stroje a zhodnoceny jejich výhody a nevýhody. Na základě provedené řešerše byly navrženy dva nové konstrukční návrhy plstícího ústrojí, které slouží jako funkční modely pro ověření a případnou optimalizaci plstící technologie. První návrh byl vytvořen pomocí navzájem propojených mechanismů poháněných dvěma asynchronními motory. Mechanismy umožňují optimalizaci změnou zdvihu pracovních válců, od kterých se odvíjí ostatní pohyby pracovních válců. Druhý návrh využívá servomotory s řídicími jednotkami, které umožňují rychlou změnu parametrů stroje. Oba nové návrhy vyhovují stanoveným požadavkům na plstící technologii, které byly získány z provedené řešerše dosavadních strojů.

Klíčová slova:

plstění, valchování, rouno, klikový mechanismus, klikovahadlový mechanismus, pohon, servomotor, pohon,

Abstract

This thesis deals with the new design of the drive system on felting machine used for manufacturing of hats from rabbit fur. The present methods and devices for felting were described and evaluated in the research part of the thesis. Based on that, the two new concepts of drive systems were designed. The purpose of these designs is to verify and optimise the felting technology. The first concept is based on the motion distribution by means of linked mechanisms that are driven by two asynchronous motors. Moreover, adjustable elements of these mechanisms enable to change the felting process parameters accordingly. The second concept uses controlled servomotors instead. Thanks to that, required motion parameters of the felting valves can be regulated by editing of the program in a control unit. Both presented concepts satisfy felting technology requirements according to felting machine research.

Key words:

felting , fleece, crank mechanism, crank-rocker mechanism, drive, servomotor

Obsah

Seznam použitých zkratk a symbolů.....	9
Úvod	11
1 Teorie plstění a valchování	12
1.1 Valchovací stroje.....	13
1.1.1 Kladivové valchovací stroje.....	13
1.1.2 Válcové valchovací stroje	13
1.1.3 Víceválcové valchovací stroje	13
2 Rešerše valchovacích strojů	14
2.1 Víceválcový stroj typ Cassé	14
2.1.1 Kinematika stroje	16
2.1.2 Výhody a nevýhody stroje Cassé.....	19
2.2 Víceválcový stroj typ Strojtex.....	21
2.2.1 Kinematika stroje	22
2.2.2 Výhody a nevýhody stroje Strojtex	23
3 Požadavky na základní ústrojí stroje.....	25
3.1 Pracovní válce nového základního ústrojí plstícího stroje.....	25
3.1.1 Horní pracovní válce.....	25
3.1.2 Spodní pracovní válce.....	25
3.2 Požadavky na pohyby horních pracovních válců.....	26
3.2.1 Posuvný pohyb horních pracovních válců:	26
3.2.2 Úhlové veličiny válců	27
4 Návrh základních plstících ústrojí – mechanický způsob	30
4.1 Varianta s vačkovým mechanismem.....	30
4.2 Varianta s klikovahadlovým vačkovým mechanismem.....	31
4.3 Varianta se šestičlenným mechanismem.....	32
4.4 Zhodnocení jednotlivých variant.....	33
4.5 Řešení základního ústrojí šestičlenným mechanismem	33
4.5.1 Syntéza klikového mechanismu.....	33
4.5.2 Syntéza klikovahadlového mechanismu	35
4.5.3 Návrh modelu valchovacího ústrojí.....	43
4.5.4 Rotační pohyb pracovních válců.....	50
4.6 Řešení plstícího ústrojí z hlediska dynamického namáhání.....	54

4.6.1	Mechanismus pro axiální zdvih pracovních válců s rotační vazbou	54
4.6.2	Návrh pohonů	56
5	Řešení základního plstícího ústrojí mechatronicky	58
5.1	Nahrazení mechanismů základního plstícího ústrojí servomotory	58
5.1.1	Nahrazení klikovahadlového a klikového mechanismu servomotory	58
5.1.2	Nahrazení šroubové vazby servomotorem.....	65
5.1.3	Pohon spodních pracovních válců	70
6	Řešení přitlaku spodních pracovních válců	74
6.1	Návrh zdvihacího stolu se spodními pracovními válci	74
7	Závěr	77
8	Literatura.....	79
9	Seznam příloh	81

Seznam použitých zkratk a symbolů

Symbol	Popis	Jednotky
KM	Klikový mechanismus	—
KVM	Klikovahadlový mechanismus	—
SW	Software	—
ČSN	Česká státní norma	—
KM	Pojistná matice	—
MB	Pojistná podložka	—
a	Horizontální vzdálenost mezi úložnými body KVM	mm
b	Vertikální vzdálenost mezi úložnými body KVM	mm
c	Délka kliky KVM	mm
d	Délka ojnice KVM	mm
e	Délka vahadla KVM	mm
r	Délka kliky KM	mm
l	Délka ojnice KM	mm
s	Stoupání šroubovice	mm/ot
n	Otáčky	ot/min
n_k	Konstantní složka otáček pracovních válců - Cassé	ot/min
L_{10}	Základní trvanlivost ložisek	milióny otáček
L_{10h}	Základní trvanlivost ložisek	hodin
C	Základní dynamická únosnost ložiska	kN
p	Exponent rovnice trvanlivosti	—
v	Rychlost	m/s
p_{Dov}	Přípustné zatížení	MPa
$(p \cdot v)_{Dov}$	pv faktor kluzných ložisek	MPa · m/s
μ	Transformační úhel	°
x	axiální posunutí pracovního válce	mm
\dot{x}	Axiální rychlost pracovního válce	mm/s
φ	Úhlové natočení kliky KVM	°
$\dot{\varphi}$	Úhlová rychlost kliky KVM	rad/s
$\ddot{\varphi}$	Úhlové zrychlení kliky KVM	rad/s ²
ψ	Úhlové natočení kliky KM	°
$\dot{\psi}$	Úhlová rychlost kliky KM	rad/s
$\ddot{\psi}$	Úhlové zrychlení kliky KM	rad/s ²
χ	Úhlové natočení pracovního válce	rad
$\dot{\chi}$	Úhlová rychlost pracovního válce	rad/s
$\ddot{\chi}$	Úhlové zrychlení pracovního válce	rad/s ²
$\dot{\chi}_k$	Konstantní složka úhlové rychlosti pracovních válců	rad/s
\dot{v}	Otáčky servomotoru	ot/min
I_A	Moment setrvačnosti pohonu	kg · m ²
I_m	Moment setrvačnosti motoru	kg · m ²
$I_{př}$	Moment setrvačnosti převodovky	kg · m ²
I_s	Moment setrvačnosti hřídelové spojky	kg · m ²
I_{hv}	Moment setrvačnosti horního pracovního válce	kg · m ²
I_{sv}	Moment setrvačnosti spodního pracovního válce	kg · m ²
I_c	Moment setrvačnosti sestavy na hřídeli servomotoru.	kg · m ²
I_z	Moment setrvačnosti zátěže	kg · m ²

I_{hv}	Moment setrvačnosti horního pracovního válce	$kg \cdot m^2$
ω_m	Úhlová rychlost hřídele servomotoru	rad/s
ω_v	Úhlová rychlost soustavy	rad/s
i	Převodový poměr	—
η_r	Účinnost řetězových převodů	—
η_o	Účinnost ozubených kol	—
ΔM_{k1}	Skoková změna krouticího momentu na výstupu z převodovky	Nm
ΔM_{k2}	Skoková změna krouticího momentu na vstupu do převodovky	Nm
M	Krouticí moment	Nm
M_{ef}	Efektivní krouticí moment	Nm
M_{max}	Maximální krouticí moment	Nm
M_{ef-p}	Efektivní krouticí moment na výstupu z převodovky	Nm

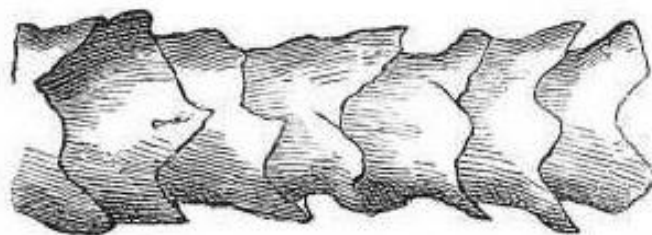
Úvod

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem nového ústrojí víceválcového plstícího stroje na valchování polotovarů pro výrobu klobouků z králičí srsti. Plstění je proces, při kterém dochází vlivem mechanického, tepelného a chemického namáhání roun z živočišných vláken k zhušťování a proplétání vláken mezi sebou. Dříve se plstění provádělo sešlapáváním vlněných vláken na hrbolatém prknu, nebo v nádobě, do které se přidávala dobytčí moč na rozpuštění nežádoucího tuku. Od 15. století byl proces zmechanizován a vznikly první vodou poháněné kladivové valchy. Od konce 19. století se průmyslové valchování provozuje jen na valchovacích strojích. Nejčastěji na kladivových a víceválcových valchovacích strojích. Víceválcové plstící stroje zaujímají v technologii výroby klobouků nezastupitelné místo.

Cílem práce je rozbor problematiky stavu současných strojů pro plstění klobouků. Dle rozborů problematiky navrhnu vhodný mechanismus pro pohon a přítlak plstících válců.

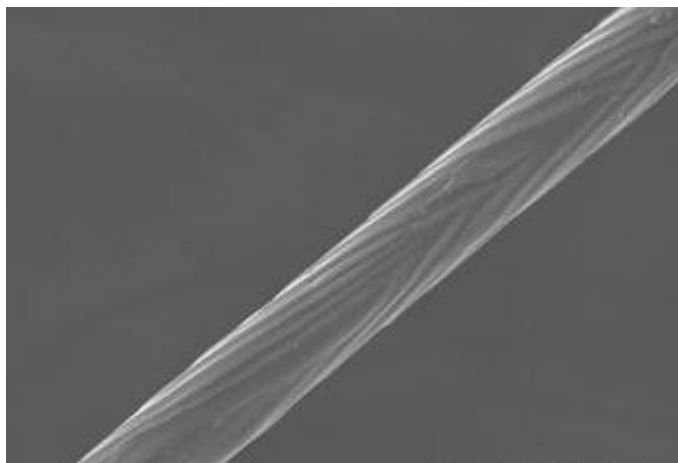
1 Teorie plstění a valchování

Při plstění vláken na bázi keratinu je důležitý povrch vlákna a jeho srážení za vyšších teplot v kyselém nebo zásaditém prostředí, kde zvláště kyselé prostředí zajišťuje rychlé a silné zplstění, kdy stlačováním textilie (rouna) dojde k provázání vláken mezi sebou. Pro průmyslové plstění jsou především využívána vlákna vlněná a králíčí srst. Povrch ovčích vláken obsahuje velké množství šupinek (obr. 1). Naproti tomu je králíčí vlákno hladké (obr. 2) a jeho povrch je třeba narušit (zdrsnit), což se provádí před vlastním plstěním kyselinou sírovou.



Obr. 1 Detailní nákres ovčího vlákna [1]

Valchovací proces zintenzivňuje plstící proces. Vyznačuje se tím, že jednotlivé chlupy se mezi sebou ještě více proplétají a posunují, čímž se plst zahušťuje a rozměrově zmenšuje až na požadovanou míru. Dále dochází k vyšší měkkosti a plnosti omaku. Pro valchovací proces se využívají živočišné chlupy, které nemají svoji přirozenou plstící a valchovací schopnost. Z toho důvodu se musí předem chemicky upravit, tzv. namořit.



Obr. 2 Detailní snímek králíčího vlákna [2]

Na obrázku 2 je zobrazen mikroskopický pohled vlákna angorského králíka. Lze vidět, že povrch vlákna je hladký bez šupin. Pro plstění je toto vlákno nevhodné, protože na povrchu nejsou šupinky, které by do sebe zapadaly. Proto se musí vlákna chemicky ošetřit valchovací lázní. Valchování probíhá nejlépe v prostředí kyselém, nebo alkalickém. V kyselém prostředí jsou příznivé podmínky při pH nižším než 4 a v alkalickém prostředí při pH vyšším než 8. Kloboučnická plst se valchuje v kyselé lázni a nejúčinnější je kyselina sírová, která je současně nejlevnějším valchovacím prostředkem. Za stejných podmínek probíhá valchování s kyselinou sírovou nejrychleji, poněkud horší výsledky dává kyselina octová a nejméně příznivá je kyselina mravenčí.

Dalším význačným parametrem, který ovlivňuje valchovací proces, je teplota valchovací lázně. Vyšší teplota valchovací lázně urychluje valchovací proces, ale dochází k proplstění polotovaru mezi sebou a ke snížení pevnosti plsti. Proto při valchování je vhodné postupně zvyšovat teplotu valchovací lázně až na 95°C. [3]

1.1 Valchovací stroje

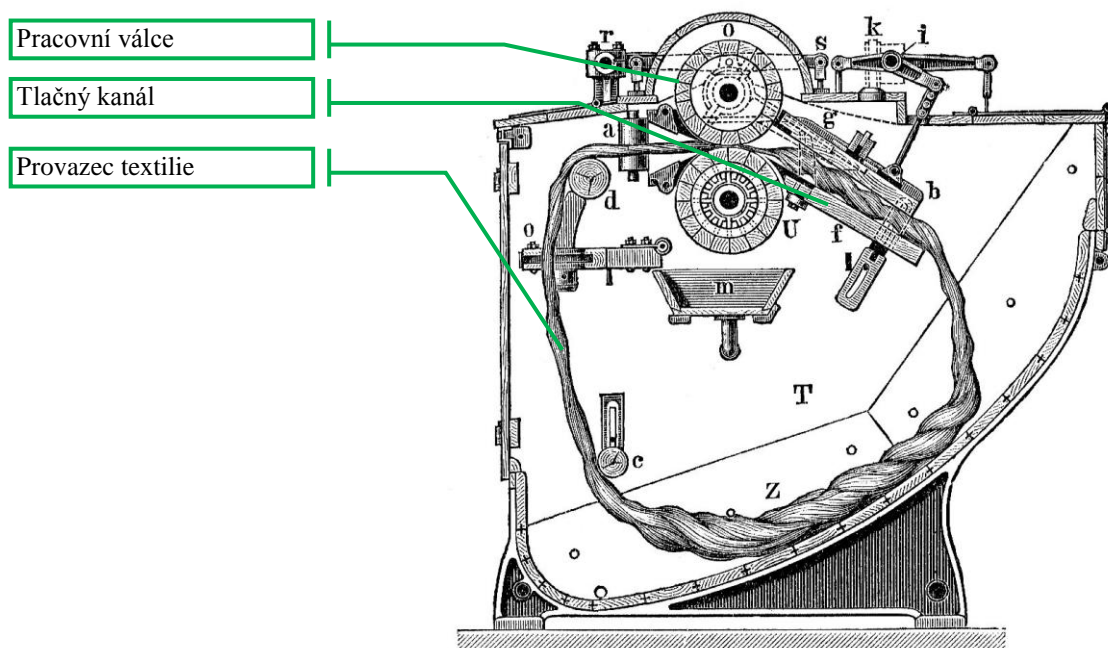
Valchování probíhá na kladivových válcových, nebo víceválcových strojích.

1.1.1 Kladivové valchovací stroje

Těžké bloky (kladiva) dopadají na skládanou textilií ve vaně a vyvíjí tlak potřebný pro valchování. Valchují se především technické, velmi husté plsti v kyselém prostředí.

1.1.2 Válcové valchovací stroje

Základem stroje je krytá vana s kyselou lázní, ve které obíhá nekonečný provazec zpracovávané textilie. Pohyb zvlněného pásu textilie je řízen dvěma pracovními válci, které vtlačují textilií do tlačného kanálu, ve kterém dochází k zhušťování plstěnce (obr. 3). [5]



Obr. 3 Válcový valchovací stroj [4]

1.1.3 Víceválcové valchovací stroje

Víceválcové valchovací stroje sestávají z dvou až tří řad pracovních válců řazených horizontálně za sebou. Jedna řada pracovních válců vždy vibruje na povrchu textilie a při působení valchovací lázně dochází k valchování plstěnce.

2 Rešerše valchovacích strojů

V této části je popsáno několik průmyslově využívaných víceválcových valchovacích strojů včetně několika návrhů nového ústrojí víceválcového valchovacího stroje.

2.1 Víceválcový stroj typ Cassé

Valchování na stroji Cassé je docíleno rychlým axiálním pohybem horních pracovních válců, na které je přitlačováno rouno spodními válci. Stroj má litinový rám robustní konstrukce (obr. 4), ve kterém je dokonale uzavřen celý pohybový mechanismus. Stroj je vybaven dvěma řadami pracovních válců. Spodní řada má 9 válců. Spodní válec sestává z průběžného ocelového hřídele, z důvodu vyšší pevnosti, na kterém je nasunutá trubka z Textitu (Texgumoid) vhodného do daného prostředí pro samotnou technologii plstění. Textit se během provozu nepatrně opotřebovává a spodní válce se zřídka vyměňují. Horní řada má 8 pracovních válců vytvořených z tenkostěnných nerezových trubek s prolisy tvaru kulových výsečí. Nerezové válce mají velkou životnost, jelikož se válce během provozu nijak neopotřebovávají. Rouno je přiváděno podávacím pásovým dopravníkem (modrý pás na levé straně) k prvnímu páru plstících válců. Vstupní válce se otáčejí konstantní úhlovou rychlostí a nekmitají, slouží jen jako podávací válce, za nimi již následuje technologie valchování.



Podávací dopravník

Vstupní horní válec

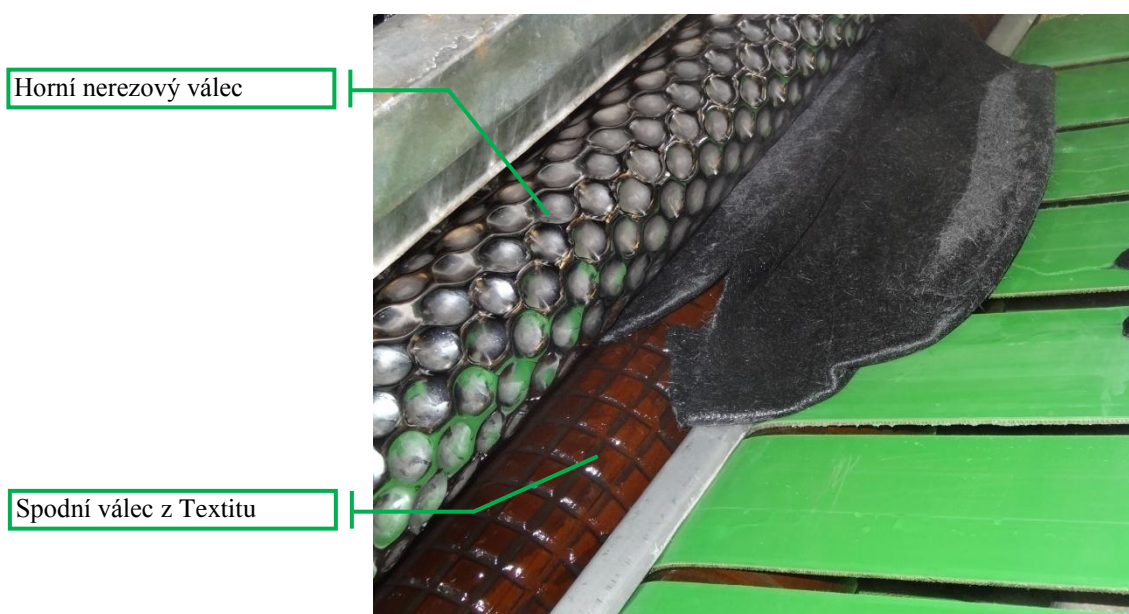
Horní pracovní válce

Odtahový dopravník

Spodní pracovní válce

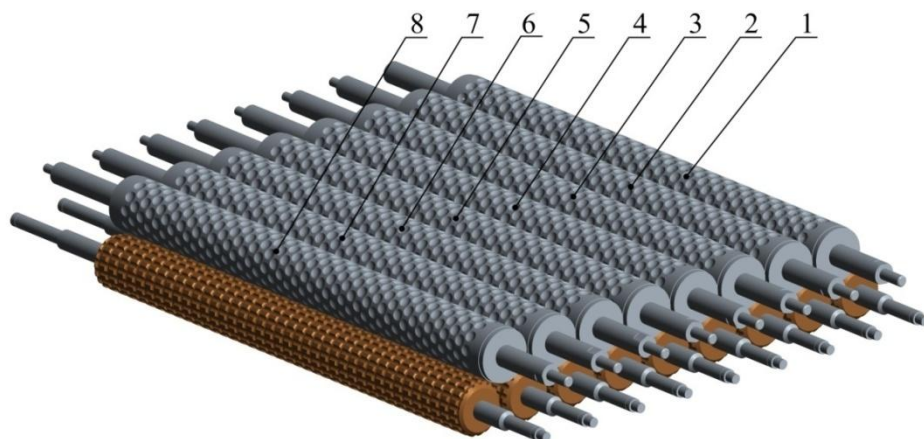
Obr. 4 Valchovací stroj - Cassé

Osm horních válců je vyrobeno z trubek z nerezové oceli o průměru 100 mm, které mají vytvořeny prolisy ve tvaru kulového vrchlíku. Rozmístění prolisů není nahodilé, mají šachové uspořádání, ve kterém je po obvodu 12 prolisů ve 23 řadách. Jednotlivé řady jsou o půl prolisu pootočený. Celková délka válců je 1 315 mm a efektivní délka pracovního válce (část trubky s prolisy) je 995 mm. První (vstupní) horní nerezový válec má v prolisech otvory, které zajišťují lepší smáčení plstěnce. Zbýlých 7 horních nerezových válců je bez otvorů. Spodní válce z Textitu mají na povrchu vytvořenou spirálu s konstantním stoupáním a podélně je povrch rýhován drážkami, takže povrch válce je tvořen kosodélníky (obr. 5). Takto vytvořený pracovní válec zabraňuje klouzání plstěnce po povrchu válce. Aby plstěncem průchodem stroje držel přímý směr a nebyl stahován k jedné straně, jsou spirály na sousedních válcích vytvořeny s opačným smyslem stoupání.



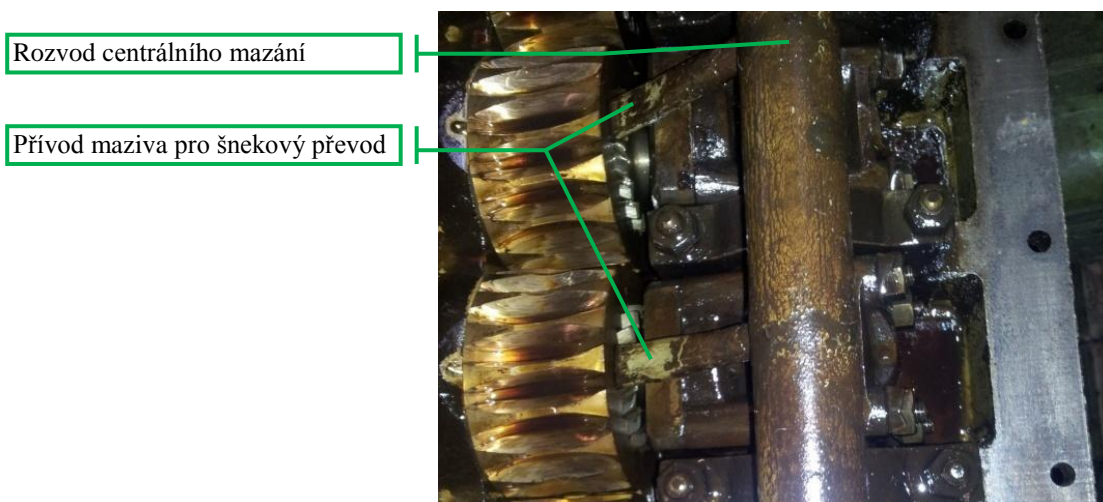
Obr. 5 Výstupní válce - Cassé

Na obr. 6 je zobrazeno uspořádání pracovních válců. Naváděcí horní pracovní válec 1 se axiálně nepohybuje. Válce 2 až 6 axiálně kmitají s navzájem posunutou fází 180°. To znamená, pokud se válce 2, 4 a 6 axiálně pohybuje jedním směrem, válce 3 a 5 konají opačný pohyb. Válce 7 a 8 mají fáze také navzájem posunuty o 180°, ale fáze válce 7 je posunuta o 90° vůči válci 6.



Obr. 6 Uspořádání válců Cassé

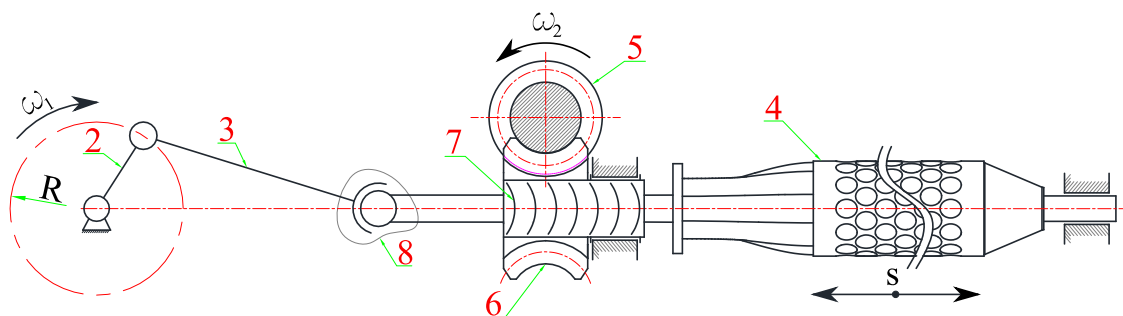
Protože většina uložení na stroji je kluzná, musí být uložení během provozu mazána. Velmi namáhaná uložení mají centrální mazání, zbytek uložení obsahuje maznici se zásobníkem oleje. Mazací olej je v olejové vaně a pomocí čerpadla je centrálně přiváděn k jednotlivým převodům a uložení trubkami (obr. 7). Kluzná uložení s maznicí musejí být častěji kontrolována a doplňována, než u uložení s centrálním mazáním.



Obr. 7 Centrální mazání - Cassé

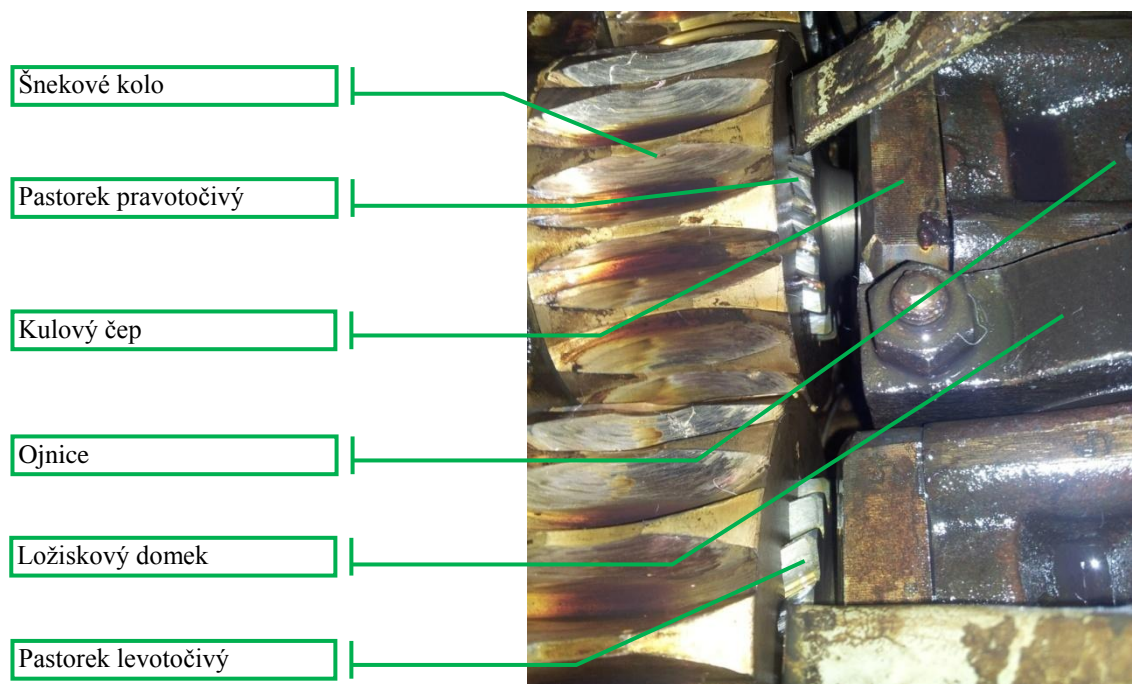
2.1.1 Kinematika stroje

Plstění na stroji Cassé je docíleno axiálním kmitáním a nerovnoměrnými (nekonstantními) otáčkami horních nerezových pracovních válců 4 (obr. 8). Spodní válce, vyrobené z Textitu, pouze rotují a posouvají rouno dále do stroje. Axiální pohon hřídelí je zajištěn centrickým klikovým mechanismem, ve kterém je válec 4 na pozici křížáku.



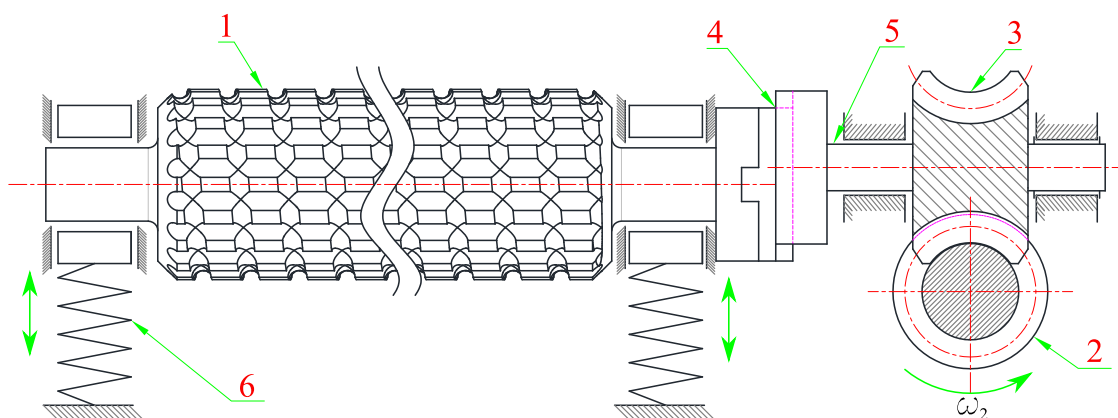
Obr. 8 Kinematické schéma kmitajících hřídelů

Ojnice 3 převádí točivý pohyb kliky 2 na přímočarý vratný pohyb válce 4. Velikost zdvihu je rovna dvojnásobku délky kliky 2. Na valchování má vliv velikost axiálního zdvihu jeho rychlost. Čím větší axiální rychlost válců a axiální zdvih, tím intenzivnější je valchovací proces [3]. Aby bylo docíleno rovnoměrného valchování a automatického podávání rouna mezi jednotlivými válci, jsou horní pracovní válce poháněny šnekovým soukolím, kde šnek 5 otáčí ozubeným kolem 6, které otáčí pracovním válcem 4. Aby bylo možno zároveň posouvat a otáčet válci, je plstící válec spojen s ojnicí 3 pomocí kulového čepu 8. Šnekové kolo 6 se otáčí konstantními otáčkami. K docílení nekonstantních otáček horních pracovních válců je do mechanismu přidána šroubová vazba 7, která při posouvání válce 4 s ním zároveň otáčí. Šroubová vazba je na sudých válcích (2, 4, 6, 8) pravotočivá a na lichých válcích (3, 5, 7) levotočivá. Na obrázku 9 je zobrazeno provedení šroubové vazby a šnekového soukolí (šnek není na obrázku) na valchovacím stroji Cassé. Šroubová vazba je zde řešena čelním ozubením se šikmými zuby. Ocelový pastorek se při pohybu klikového mechanismu zasouvá do bronzového pouzdra šnekového kola s vnitřním šikmým ozubením stejného typu. Délka kliky u klikového mechanismu je 6mm, z toho vyplývá, že posuv válce je 0÷12mm. Při tomto zdvihu a zastaveném šneku se pastorky, s tím i všechny kmitající plstící válce natočí přibližně o úhel 0÷14°.



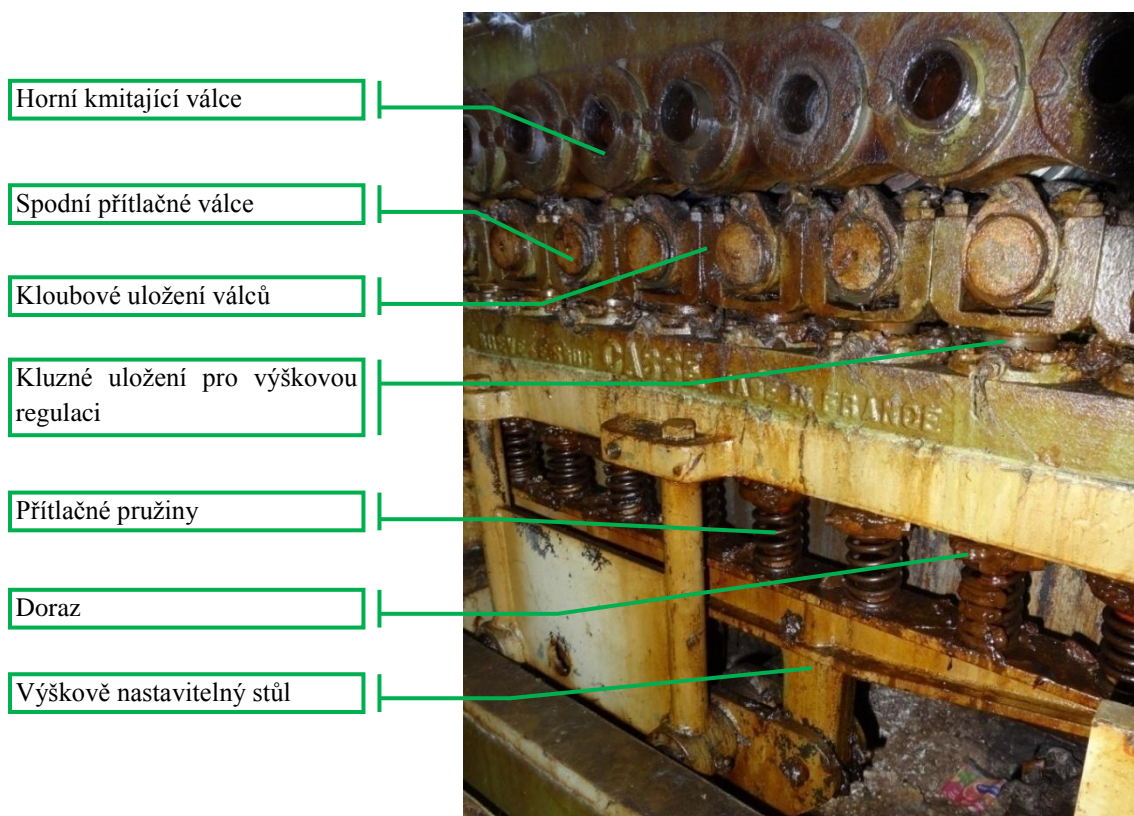
Obr. 9 Šnekové kolo a šroubová vazba

Spodní pracovní válce konají pouze rotační pohyb s konstantními otáčkami. Kinematické schéma pohonu je zobrazeno na obrázku 10. Šnek 2 pohání šnekové kolo 3, na kterém je nasazena Oldhamova spojka 4. Spojka 4 dokáže kompenzovat úhlové nesouososti mezi pracovním válcem 1 a hnací hřídelí 5, dále umožňuje vertikální posuv pracovních válců 1. Vertikální posuv spodních pracovních válců je nutný při průchodu plstěnce pracovním prostorem. Spodní pracovní válce mají na obou stranách pružné uložení pomocí šroubově vinutých pružin 6. Pružné uložení pracovních válců zajišťuje snadnou regulaci přitlaku na plstěnce zvednutím, nebo snížením výškově nastavitelného stolu se spodními pracovními válci. Snížením stolu se sníží předpětí v pružinách a válce nemají tak velkou přitlačnou sílu. Průchodem plstěnce pracovním prostorem dochází k oddalování spodního pracovního válce od válce horního. Při nastavení velkého tlaku na plstěnce (předpnutí pružin) dochází k odírání povrchu polotovaru. Naopak při nastavení malého tlaku jsou polotovary mokré, špatně se překládají a doba valchování se tak prodlužuje. [3]



Obr. 10 Kinematické schéma pohonu spodních válců Cassé

Na obrázku 11 je pohled na stůl s pružinami stroje Cassé. Při zvedání stolu dochází ke stlačování pružin a jejich předpětí. Mezi spodními a horními pracovními válci je minimální mezera 2 mm, kterou zajišťují dorazy na kluzném uložení.



Obr. 11 Regulace přítlaku na spodních válcích

2.1.2 Výhody a nevýhody stroje Cassé

Výhody stroje:

- horní nerezové pracovní válce běžným zacházením mají "neomezenou" životnost,
- centrální olejové mazání pohonů horních pracovních válců a jejich ochrana proti prašnosti umožňuje téměř bezúdržbový provoz,

- pohony na posuv a rotaci pracovních válců jsou uloženy na jedné straně stroje, čímž celý stroj má menší zástavbový prostor,
- na stroji Cassé dochází k rychlejšímu zaplštění plstěnce vlivem přídavné šroubové vazby a fázového posuvu.

Nevýhody stroje:

- strana bez pohonů není kryta před tryskající vodou (vyplachuje mazivo a zanáší nečistoty do uložení,
- pohon spodních pracovních válců je zakryt jen částečně,
- vlivem opotřebení šikmých zubů šroubové vazby a její vůlí, dochází k rázům v úvratích axiálního posuvu pracovních válců.

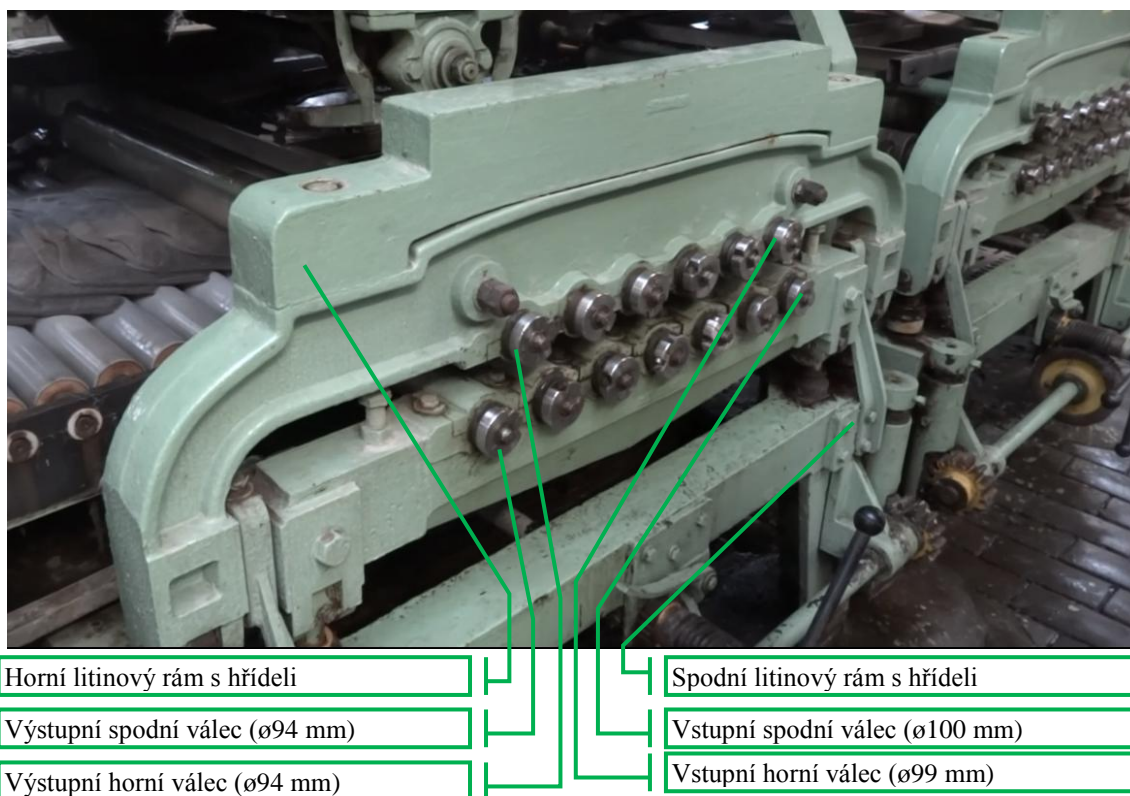
2.2 Víceválcový stroj typ Strojtex

Valchování na stroji Strojtex (obr. 12) je docíleno axiálním kmitáním spodních i horních pracovních válců proti sobě. Rozdíl oproti stroji Cassé spočívá v tom, že kmitají pouze horní válce s posunutou fází o 180° . Obě řady pracovních válců mají pryžový povrch a po obvodu válce je vytvořena šroubovice, která zajišťuje vlastní technologii. Průměry pracovních válců jsou různé. Vstupní spodní pracovní válec má průměr 100mm a horní pracovní válec má průměr 99 mm. Každý následující válec v řadě má průměr vždy o 1 mm menší (obr. 13). Vlivem rozdílné obvodové rychlosti válců je rouno mezi válci "zpomalováno" a dochází tak k jeho pēchování a intenzivnějšímu valchování. Při valchování rouna stroj pohybuje s velkou hmotností a vysokými rychlostmi. Tím vznikají velké rázy a namáhání uložení stroje.



Excentr	Řemenice
Transmisní hřídel	Ojnice (KM) pro spodní válce
Vahadlo KVM	Šnek pro pohon horních válců

Obr. 12 Valchovací Strojtex boční pohled

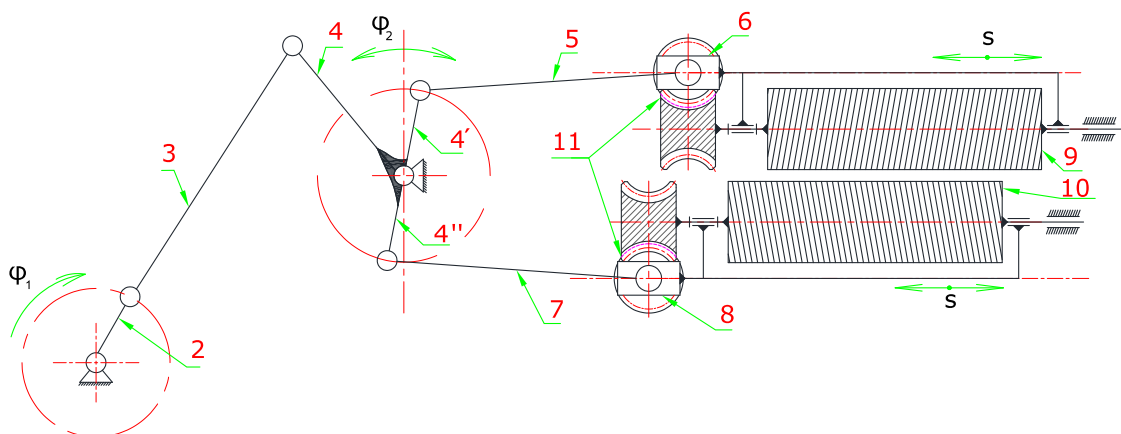


Obr. 13 Řazení pracovních válců - Strojtex

2.2.1 Kinematika stroje

Axiální rozvádění horních pracovních válců 9 (obr. 14) je provedeno upraveným šestičlenným mechanismem. Šestičlenný mechanismus se skládá z klikovahadlového mechanismu (KVM) a klikového mechanismu (KM). Spodní pracovní válce 10 jsou jako ternární skupina připojeny na vahadlo KVM 4 a jako celek tvoří osmičlenný mechanismus s jedním stupněm volnosti. Klika KVM 2 je realizována excentrem. Celé kinematické schéma je zobrazeno na obrázku 14. Každý stroj je vybaven dvěma osmičlennými mechanismy pro lepší přenášení kmitavého pohybu obou řad válců.

Rotační pohyb válců je realizován dvěma šnekovými soukolími 11, které jsou hnané pomocí řemenu. Jedno soukolí pro horní řadu plstících válců a druhé pro spodní řadu válců. Šneková soukolí jsou připojena přímo ke křížákům klikových mechanismů 6 a 8. Toto řešení není z hlediska dynamiky výhodné, protože jednak kmitají obě řady pracovních válců a zároveň musejí kmitat šnekové převody, včetně spodního a horního rámu, které váží přes 400 kg.



Obr. 14 Strojtex kinematické schéma

Přítlak horních pracovních válců na válce spodní je realizován vlastní vahou horního rámu s pracovními válci. Seřadit jde jen osová vzdálenost řad válců pomocí mechanismu se západkou. Všechny mechanismy valchovacího stroje jsou poháněny jednou transmisí hřídelí (obr. 12).

Mazání strojních součástí je řešeno mazacím tukem, který je v pravidelných intervalech doplňován (obr. 15). Všechny převody a ozubené soukolí na stroji Strojtex jsou nekryté, proto se musí mazací tuk doplňovat v kratších intervalech, než kdyby pohony byly zakryté. Nevýhodou mazání mazacím tukem na stroji je nedokonalé mazání součástí a degradace mazacích schopností tuku vlivem prašnosti v prostředí a vymývání maziva během oplachování stroje.



Obr. 15 Mazání stroje Strojtex

2.2.2 Výhody a nevýhody stroje Strojtex

Výhody:

- stroj kmitá se oběma řadami válců, které zajišťují intenzivní proces plstění,
- vzniká pýchování rouna změnou průměrů pracovních válců.
- jeden pohon pro více pracovních jednotek.

Nevýhody:

- stroj kmitá s dvěma těžkými litinovými rámy, které zvyšují spotřebu energie a všechna uložení stroje musí být na to dimenzována,
- drahá údržba zapříčiněná opotřebením pryžových povrchů pracovních válců a jejich nutná výměna,
- převody jsou nekryté a prašnost s vodou snižují mazací schopnosti tuku.

3 Požadavky na základní ústrojí stroje

Jelikož náklady na provoz a údržbu stávajícího plstíciho stroje Strojtex jsou velké, vzniká požadavek na jejich minimalizaci. Vysoké náklady na údržbu stroje Strojtex jsou způsobeny výrazným opotřebováváním pryžových pracovních válců a jejich častější výměnou, než u stroje Cassé, které mají jednu řadu pracovních válců z nerezové oceli a druhou z Textitu. Tudíž je výhodné použít pro nové konstrukční řešení pracovní válece z nerezové oceli a Textitu. Častou údržbu stroje Strojtex vyžadují šnekové převody na rotační pohon pracovních válců. Velké opotřebování převodů vzniká jejich nedokonalým mazáním a vyplavováním mazacího tuku při oplachování stroje. Z hlediska údržby je stroj Cassé výhodnější, protože převody jsou z větší části zakryty a nedochází tak k jeho vyplachování. Dále bylo zjištěno, že valchovací proces je intenzivnější na stroji Cassé vlivem axiálních a rotačních pohybů pracovních válců. Proto se nabízí využití pohybů pracovních válců stroje Cassé a jejich možná regulace. Regulace jednotlivých pohybů a rychlostí pracovních válců může zrychlit a zkvalitnit valchovací proces. Nabízí se regulace axiálního zdvihu pracovních válců a změna otáček horních a spodních pracovních válců.

Požadavky na nové konstrukční ústrojí se dají realizovat těmito metodami:

- vačkové mechanismy,
- klikové mechanismy,
- spojením klikových mechanismů s klikovahadlovým mechanismem,
- nahrazením mechanismů lineárními a rotačními servomotory.

3.1 Pracovní válce nového základního ústrojí plstíciho stroje

3.1.1 Horní pracovní válce

Horních pracovních válců by mělo být mezi osmi až desíti a navrženy z nerezové trubky s prolisy. Tvar válců a jejich uspořádání zůstane zachováno, jako u valchovacího stroje Cassé. To znamená, že první válece bude naváděcí a zvlhčovací, nebude axiálně kmitat a otáčky zůstanou konstantní. V prolisech budou vyvrtány otvory z důvodu lepšího smočení plstěnce. Ostatní horní válce již budou axiálně kmitat a rotovat s nekonstantními otáčkami. Nerezová ocel použitá pro horní pracovní válce má teoreticky nekonečnou životnost, protože při provozu nedochází k opotřebovávání válců vlivem tření o králičí srst.

3.1.2 Spodní pracovní válce

Spodních pracovních válců bude vždy o jeden více, než horních pracovních válců. Z důvodu podávání plstěnce do stroje je nejvhodnější materiál pro spodní

pracovní válce Textit (materiál vyrobený slisováním bavlněné tkaniny jako výztuže a živice jako pojiva a obrobené do finálního tvaru). Nerezové trubky nelze pro spodní válce použít, protože tření mezi navlhčenými plstěnci je malé a docházelo by k prokluzu mezi plstěnci a pracovními válci a plstěnci by nebyl podáván do stroje. Aby bylo zabráněno posuvu plstěnce po spodním pracovním válci, budou mít válce po obvodu spirálovou drážku. Smysl stoupání drážek (pravotočivé a levotočivé) se u sousedních válců bude měnit. Je to z důvodu dobrého navádění plstěnce, který je jinak stahován na jednu stranu stroje. Pro lepší podávání plstěnce do stroje budou spodní válce opatřeny podélnými drážkami.

3.2 Požadavky na pohyby horních pracovních válců

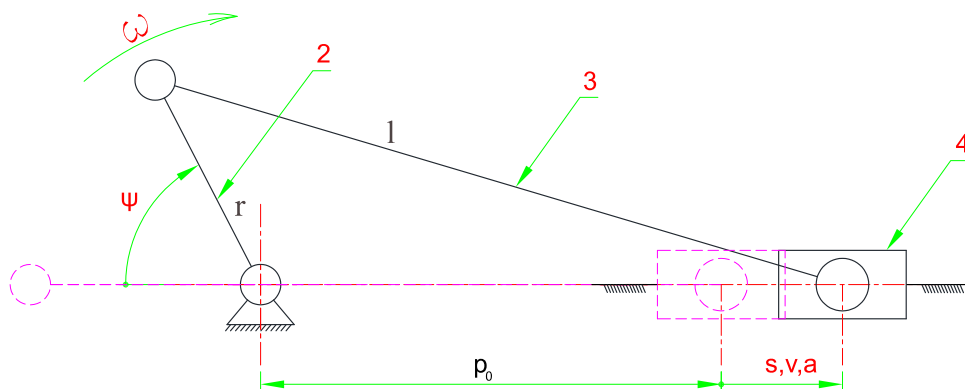
Na stroji Cassé bylo provedeno měření základních posuvů, rychlostí a úhlových natočení horních pracovních válců. Šroubová vazba realizovaná čelním ozubením (obr. 9) není bez vůle a proto v místě změny směru axiálního posuvu pracovního válce, tj. v krajních polohách, vykazuje tzv. mrtvé chody, kdy se pracovní válec posouvá, ale nedochází k jeho natáčení. Mrtvé chody pracovních válců jsou dlouhé až 2 mm a způsobují v mechanismu rázové síly, hluk, nižší životnost šroubové vazby a méně intenzitní valchování plstěnců.

Tabulka 1 Naměřené parametry stroje Cassé

Počet horních (nerezových) válců	8
Počet spodních (syntetických) válců	9
Počet axiálně kmitajících válců	7
Axiální zdvih horních pracovních válců	12mm
Vůle v přidavné rotaci	2mm
Počet dvojzdvihů pracovních válců (otáčky kliky)	530 /min
Natočení pracovních válců při zasunutí (s vůlí)	13,6 °
Otáčky spodních pracovních válců	150 ot/min
Otáčky horních pracovních válců (bez posuvu válců)	150 ot/min
Úhel sklonu zubů šroubové vazby	±30°

3.2.1 Posuvný pohyb horních pracovních válců:

Stanovení polohy posuvného členu (pracovního válce) 4 v závislosti natočení kliky 2, vychází z centrického klikového mechanismu (obr. 16).



Obr. 16 Schéma klikového mechanismu Cassé

Je dán klikový centrický mechanismus s klikou 2 o poloměru r , ojnicí 3 délky l a křížákem 4. Úkolem je zjistit velikost posunutí a rychlost posouvání křížáku 4. Polohový úhel hnací kliky 2 je ψ , poloha křížáku (válce) 2 je měřena od levé krajní polohy p_0 mechanismu souřadnicí s .

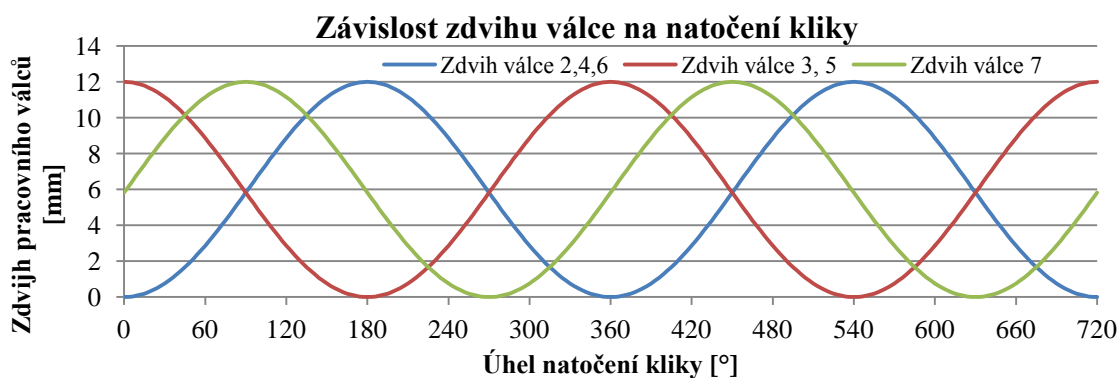
Zdvihová závislost

$$s = \sqrt{l^2 - (r \cdot \sin \psi)^2} - r \cdot \cos \psi - (l - r) \quad (1)$$

Derivace rovnice (2) je rychlost křížáku

$$v = \frac{ds}{dt} = \dot{\psi} \cdot r \cdot \sin \psi + \frac{1}{2} \cdot (l^2 - (r \cdot \sin \psi)^2)^{-\frac{1}{2}} \cdot (-2 \cdot r^2 \cdot \sin \psi \cdot \cos \psi) \cdot \dot{\psi} \quad (2)$$

Výsledná axiální rychlost pracovních válců



Graf 1 Zdvih pracovní válců

3.2.2 Úhlové veličiny válců

Šroubová vazba (obr. 8, str. 18) způsobuje nekonzantní úhlovou rychlost horních pracovních válců při axiálním posuvu. Výsledná úhlová rychlost horních pracovních válců se skládá ze dvou dílčích úhlových rychlostí. Z jedné konstantní složky vlivem šnekového převodu a nekonzantní složky vlivem šroubové vazby. Obě složky úhlových rychlostí se sčítají, proto lze počítat se zastaveným šnekovým

převodem a zjistit úhlové veličiny pracovních válců bez konstantní složky úhlové rychlosti.

Úhel natočení válce vlivem axiálního posuvu

Šroubová vazba je částečně vydřená a její chod je s vůlí. Během měření se válec při zdvihu 2 mm neotáčí a po zbytek zdvihu (10 mm) se otáčí o $13,6^\circ$. Proto stoupání šroubovice bylo počítáno pouze ze zdvihu 10 mm. Z toho vyplývá stoupání šroubovice závitu:

$$s = \frac{x \cdot 2\pi}{\chi} = \frac{10 \cdot 360}{13,6} \cong 264,7 \text{ mm/ot} \quad (3)$$

Nově navržená šroubová zachová stoupání šroubovice stejné, jako je u stroje Cassé, tedy $264,7 \text{ mm/ot}$. Při posouvání válce a bezvúlovém chodu šroubovice se válec pootočí o úhel:

$$\chi = \frac{x \cdot 2\pi}{s} = \frac{12 \cdot 360}{264,7} = 16,32^\circ \quad (4)$$

Úhlová rychlost a otáčky pracovních válců

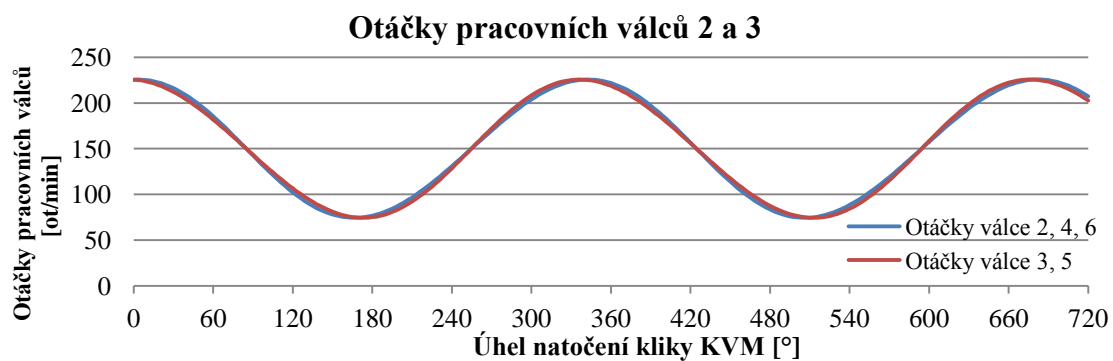
Úhlová rychlost pracovních válců je rozdělena na dvě složky. Konstantní složky od šnekového převodu (obr. 8, str. 17) a nekonstantní složky vzniklé šroubovou vazbou. Celkový výpočet úhlové rychlosti, ze které vyplývají otáčky pracovních válců, je zobrazen v rovnici (5).

$$\dot{\chi} = \frac{d\varphi}{dt} = \frac{\dot{x} \cdot 2\pi}{s} + \dot{\chi}_k \quad (5)$$

Počáteční podmínky KM:

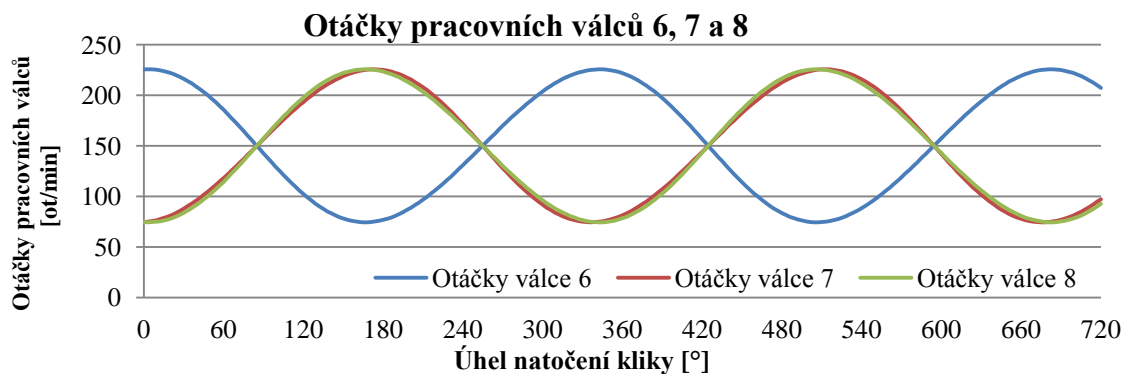
počáteční úhel $\psi = 0$, otáčky klikového hřídele $n = 530 \text{ ot/min}$, konstantní složka otáček pracovních válců od šnekového převodu $n_k = 150 \text{ ot/min}$

Čelní soukolí se šikmými zuby způsobuje natáčení jednotlivých hřídelí a dochází k nekonstantním otáčkám pracovních válců. Opačný úhel sklonu zubů ozubení šroubové vazby sousedních válců $\underline{2}$ až $\underline{6}$ (obr 6, str. 16) má za následek přibližně stejné otáčky pracovních válců. Je to způsobeno opačnou axiální rychlostí pracovních válců, kdy se od jednoho válce otáčky odečítají a k sousednímu válci přičítají.



Graf 2 Otáčky pracovních válců 2 a 3

V grafu 2 jsou zobrazeny dvě křivky, které popisují závislost otáček válců na úhlu natočení kliky. Z grafu lze vyčíst, že sousední válce 2 až 6 mají přibližně stejné otáčky. Malé odchylky jsou způsobeny nesymetrickým chodem centrického klikového mechanismu. Větší rozdíl v otáčkách pracovních válců je mezi válci 6 a 7, které je způsobeno pootočením fáze o 90° (graf 3). Mezi válci 6 a 7 dochází k intenzivnějšímu plstění plstěnce vlivem rozdílných otáček a obvodových rychlostí pracovních válců, které natahují a stlačují plstěnc v podélném směru. Pokud jsou rychlosti válců 7 a 8 větší, než válce 6, dochází k natahování plstěnce a naopak.



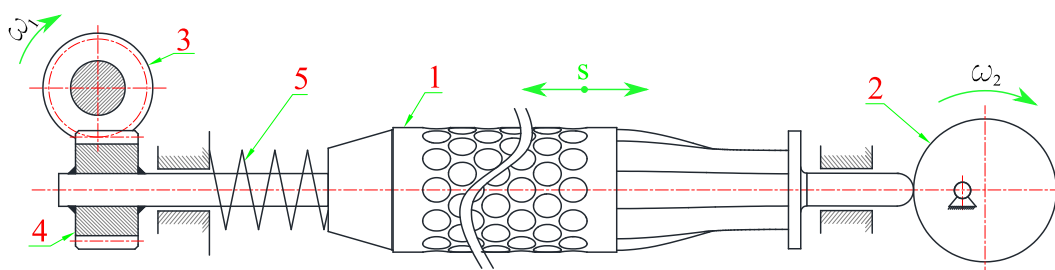
Graf 3 Otáčky pracovních válců 6, 7 a 8

4 Návrh základních plstících ústrojí – mechanický způsob

Mechanickým řešením se obecně myslí využití mechanismů pro axiální zdvih a rotaci pracovních válců bez využití programovatelných servomechanismů. U mechanického způsobu řešení základního plstícího ústrojí byly použity dva pohony. První pohon pro axiální zdvih pracovních válců a druhý pohon na jejich rotaci. V této práci je uvedeno několik možných konstrukčních řešení a zjištění výhod a nevýhod. Nejvhodnější varianta byla podrobněji zpracována.

4.1 Varianta s vačkovým mechanismem

První varianta základního plstícího stroje byla řešena pouze mechanicky, pomocí vačkových mechanismů. Na obr. 17 je zobrazeno zjednodušené schéma axiálního zdvihu pracovních válců. Stroj má jednu dlouhou hřídel, na které jsou nasazeny excentry (vačky) 2, proto pro axiální pohyb pracovních válců stačí jeden motor. Válec 1 horizontálně posouvá vačka 2, která rotuje s úhlovou rychlostí ω_2 . Na levé straně je znázorněn rotační pohon pomocí šneku 3 rotujícího úhlovou rychlostí ω_1 a šnekového kola 4. Aby byl zajištěn i zpětný chod pracovního válce 1, jelikož jednostranná vačka dovoluje pouze pohyb vlevo, musí na každém válci být tlačná pružina 5. Takto volený vačkový mechanismus umožňuje libovolně nastavovat fázový posuv mezi jednotlivými pracovními válci 1 pootočením vačky 2 na hřídeli. U vaček konajících rotační pohyb nelze měnit zdvih jinak, než jejich výměnou s jinou zdvihovou závislostí.



Obr. 17 Schéma plstícího ústrojí s vačkovým mechanismem

Výhody ústrojí:

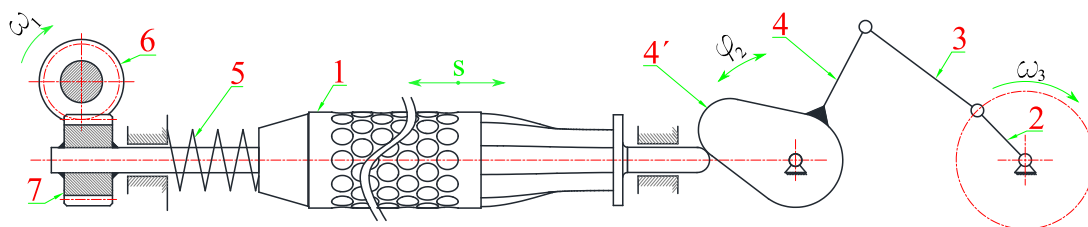
- fázový posuv mezi jednotlivými axiálními zdvihy pracovních válců lze libovolně nastavovat natočením vaček na hlavní hřídeli.

Nevýhody ústrojí:

- vlivem tření mezi šnekem a šnekovým kolem a vlivem axiálního posuvu pracovních válců může docházet k obrušování měkké součásti, většinou šnekového kola,
- pružina se časem unaví a nemusí docházet ke správnému vratnému pohybu pracovních válců. Při naddimenzování pružiny dochází k většímu namáhání vačky,
- změna axiálního zdvihu pouze výměnou sady vaček,
- nutné mazání vaček.

4.2 Varianta s klikovahadlovým vačkovým mechanismem

Druhý návrh je založený na podobném principu jako první s vačkovým mechanismem. Rozdíl je v použitých vačkách. Zatímco u první varianty docházelo k otáčení vačky (obr. 17, str. 30), u této se vačky pouze natáčí (obr. 18.). Natáčení vaček 4' je docíleno klikovahadlovým mechanismem (KVM). Vačka 4' je napojena na vahadlo KVM 4 a při otáčení kliky KVM 2 dochází k jejímu natáčení a axiálnímu pohybu pracovního válce 1. Rotační pohyb pracovních válců 1 je opět řešen šroubovým soukolím (6, 7). Nelze vynechat vratnou pružinu 5, která zajišťuje zpětný chod pracovního válce 1. Předností KVM je možnost změny velikosti natočení vahadla v závislosti na délce jeho členů a tím regulovat axiální zdvih pracovních válců. Fázové posunutí axiálních zdvihů pracovních válců lze i u této varianty, ale s omezením. Fáze nelze posunout o 90° mezi sousedními válci tak, jak je to u stroje Cassé. Fáze lze posunout pouze o 180° a pro fázový posuv 90° u dvou výstupních pracovních válců je nutné zvolit druhý KVM mechanismus.



Obr. 18 Schéma plstíciho ústrojí s vačkovým KVM mechanizmem

Výhody ústrojí:

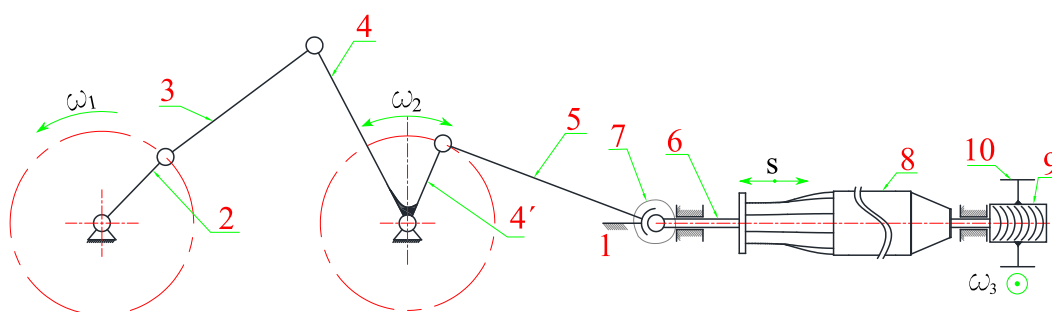
- lze měnit axiální zdvih pracovních válců,
- zdvihy pracovních válců lze vázově posunout (jen o 180°).

Nevýhody ústrojí:

- vačky musí být kvalitně obrobeny a zakaleny, aby nedocházelo k otlačování,
- aby bylo možné mít fázový posun 90° je nutné přidat další KVM,
- vlivem tření mezi šnekem a šnekovým kolem může docházet k obrušování měkkí součásti - většinou šnekové kolo,
- pružina se časem unaví a nemusí docházet ke správnému vratnému pohybu pracovních válců,
- při naddimenzování pružiny kvůli delší životnosti bude značné namáhání vačky, z toho vyplývají malé rychlosti a malé síly,
- nutné mazání vaček.

4.3 Varianta se šestičlenným mechanismem

Základem třetího řešení je klikovahadlový mechanismus (KVM), na který je napojen klikový mechanismus (KM). Tuto soustavu mechanismů (KVM + KM) využívá stroj Strojtex pro kmitání horní i spodní řady pracovních válců. Šestičlenný mechanismus použitý v této variantě má provedeny úpravy. Kmitají pouze horní pracovní válce, kde každý sousední válec má posunutou fázi o 180° . To znamená, pokud se jeden pohybuje na jednu stranu, dva sousední konají opačný pohyb tak, jak je u stroje Cassé. KVM umožňuje snadnou regulaci úhlu výkyvu vahadla změnou délky kliky nebo vahadla. Toto řešení neumožňuje pootočit fázi kmitání mezi dvěma pracovními válci o 90° . Proto je k danému mechanismu připojen ještě jeden centrický KM s fixním axiálním zdvihem. V případě nutnosti změny axiálního zdvihu pracovních válců je nutné vyměnit kliku.



Obr. 19 Kinematické schéma- šestičlenný mechanismus

Kinematické schéma návrhu valchovacího ústrojí je založeno na šestičlenném mechanismu, který je složený z KVM spojeným s KM (obr. 19). Šestičlenný mechanismus dovoluje jednoduše měnit velikost axiálního zdvihu válce 8 změnou délky kliky 2. Klika KVM 2 se otáčí s konstantní úhlovou rychlostí ω_1 a převádí pomocí ojnice 3 rotační pohyb na kývavý vratný pohyb vahadla 4. Vahadlo 4 je pevně spojeno s klikou 4' KM a transformuje kývavý vratný pohyb prostřednictvím ojnice 5, na posuvný vratný pohyb horního pracovního válce 8. Na pravé straně mechanismu je umístěna šroubová vazba 9 pevně spojená s ozubeným kolem 10, které s pracovním válcem otáčí.

Výhody:

- možnost regulace axiálního zdvihu pracovních válců,
- fázové pootočení pracovních válců o 180° ,
- při použití vhodných ložisek se KVM a KM nemusejí mazat,
- možnost vysokých otáček stroje.

Nevýhody:

- šroubová vazba se musí mazat.

4.4 Zhodnocení jednotlivých variant

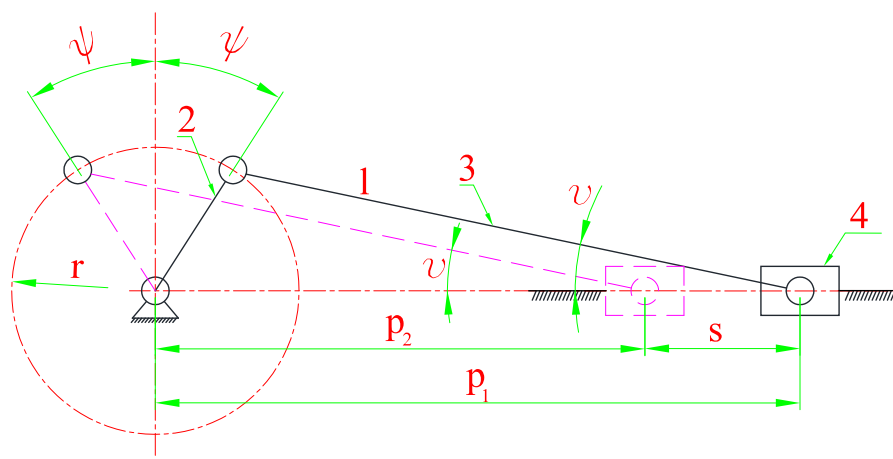
Při zhodnocení výhod a nevýhod jednotlivých variant ústrojí se jako nejlepší varianta jeví použití šestičlenného mechanismu díky snadné údržbě, možnosti regulace axiálního zdvihu a absence předepnuté pružiny, která by zatěžovala ústrojí. Další velkou výhodou je oddělení mechanismů posuvu pracovních válců a jejich rotace. Oddělení umožňuje snazší údržbu v případě nutnosti výměny součástí. Proto tato práce se bude detailněji zabývat právě variantou se šestičlenným mechanismem.

4.5 Řešení základního ústrojí šestičlenným mechanismem

Šestičlenný mechanismus pro axiální zdvih sestává z KVM a KM. Délky jednotlivých členů mechanismů byly navrženy tak, aby splňovaly požadovaný zdvih. Proto byla provedena nejdříve syntéza KM, aby se zjistily délky kliky KM a její natočení. Natočení kliky KM bylo výchozí hodnotou při návrhu čtyřkloubového KVM. Syntézy mechanismů (KVM a KM) byly provedeny pro axiální zdvih pracovních válců $s = 12 \text{ mm}$. Nakonec bylo provedeno ověření správnosti mechanismu pro zadaný axiální zdvih.

4.5.1 Syntéza klikového mechanismu

Axiální pohon horních pracovních válců je řešen centrickým KM, který umožňuje pohánět horní řadu pracovních válců v jedné rovině a zároveň mít posunuty fáze sousedních válců o 180° . Fázového posunu bylo docíleno napojením ojnice KM na stejnou kliku KM, ale na opačné straně od bodu otáčení.



Obr. 20 Syntéza klikového mechanismu

Na obrázku 20 je zobrazeno kinematické schéma KM ve dvou krajních polohách. Úhel 2ψ je úhel výkyvu kliky $\underline{2}$. Pro daný zdvih pracovních válců \underline{s} je nutno znát úhel výkyvu kliky a délku kliky klikového mechanismu.

$$p_1 = r \cdot \sin \psi + l \cdot \cos v \quad (6)$$

$$p_2 = l \cdot \cos v - r \cdot \sin \psi \quad (7)$$

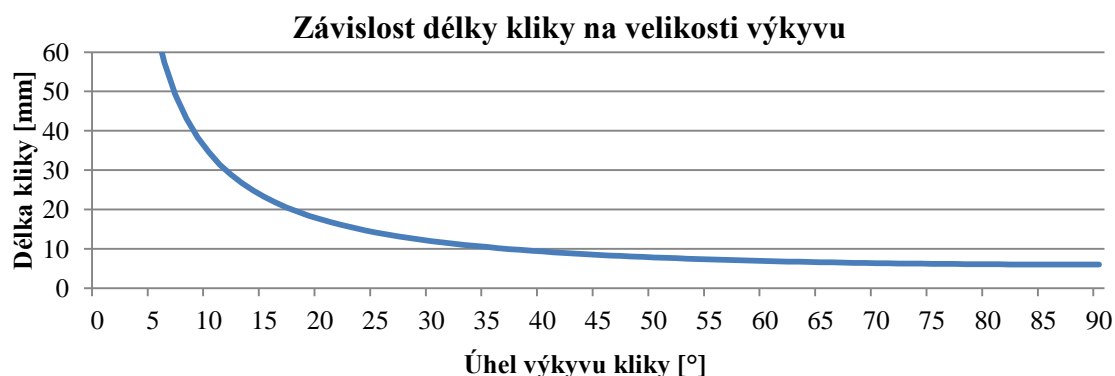
Rozdíl krajních poloh mechanismu udává celkový zdvih pracovních válců s .

$$p_1 - p_2 = s \quad (8)$$

$$s = r \sin \psi + l \cos v - l \cos v + r \sin \psi \quad (9)$$

$$r = \frac{s}{2 \sin \psi} \quad (10)$$

Ze vztahu (10) je patrné, že čím menší úhel výkyvu ψ , tím musí být délka kliky r větší a naopak. Na délce ojnice l z hlediska velikosti zdvihu nezáleží, jen musí být delší, než je délka kliky. Ze vztahu (10) vychází, že délka kliky závisí na velikosti zdvihu křížáku (pracovního válce) a úhlu výkyvu kliky ψ , viz graf 4.

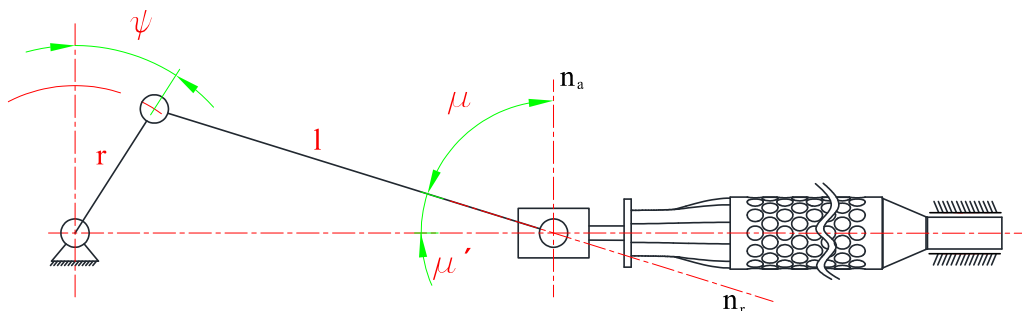


Graf 4 Závislost délky kliky KM na velikosti výkyvu

Volba velikosti výkyvu kliky má význačný vliv na celkovou délku kliky klikového mechanismu. Pokud se zvolí malý úhel výkyvu, klika bude dlouhá. Naopak s velikostí výkyvu klesá délka kliky, ale zároveň větší úhel výkyvu vahadla KVM má nepříznivý vliv na KVM. S ohledem na velikost kliky, která by neměla být moc velká ani moc malá, bylo maximální úhlové natočení zvoleno $2\psi = 22^\circ$, ze kterého vyplývá přiměřená délka kliky r .

$$r = \frac{s}{2 \sin(\psi)} = \frac{12}{2 \sin(11)} = 31,445 \text{ mm} \quad (11)$$

Kvalita přenosu pohybu z hnacího členu na člen hnáný se posuzuje dle tzv. transformačního úhlu μ . Transformační úhel je definován úhlem, který svírá směr absolutního pohybu n_a bodu se směrem relativního pohybu bodu n_r , v němž hnáný člen získává pohybový impuls. Optimální transformační úhel je 90° . Dovolené odchylky od optimálního úhlu jsou v rozmezí $\pm 30^\circ$ pro rychloběžné stroje a $\pm 60^\circ$ pro pomaloběžné stroje [6]. Na obr. 21 je znázorněno schéma KM s vyznačeným transformačním úhlem μ .



Obr. 21 Transformační úhel KM

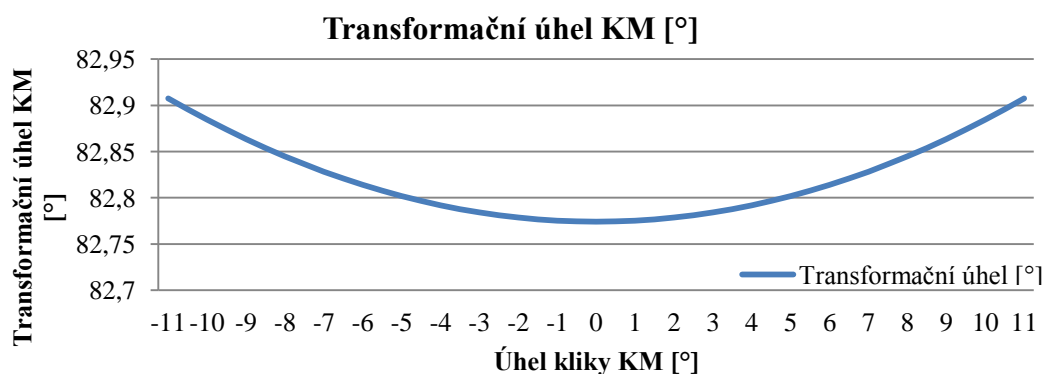
Maximální odchylka od optimálního transformačního úhlu nastává, pokud je $\psi = 0$ a lze vypočítat vztahem:

$$\sin(\mu'_{max}) = \frac{r}{l} \quad (12)$$

Tabulka 2 Parametry klikového mechanismu

<u>Volené parametry</u>	hodnota
Poloviční zdvih	6 mm
Poloviční úhel výkyvu (ψ)	11°
Délka ojnice	250
<u>Dopočítané parametry</u>	hodnota
Délka kliky	31,445 mm
Maximální transformační úhel	82,91°
Minimální transformační úhel	82,78°

Na grafu 5 je znázorněn průběh transformačního úhlu v závislosti na natočení kliky KM, ze kterého lze usoudit, že mechanismus z hlediska transformačního úhlu vyhovuje.



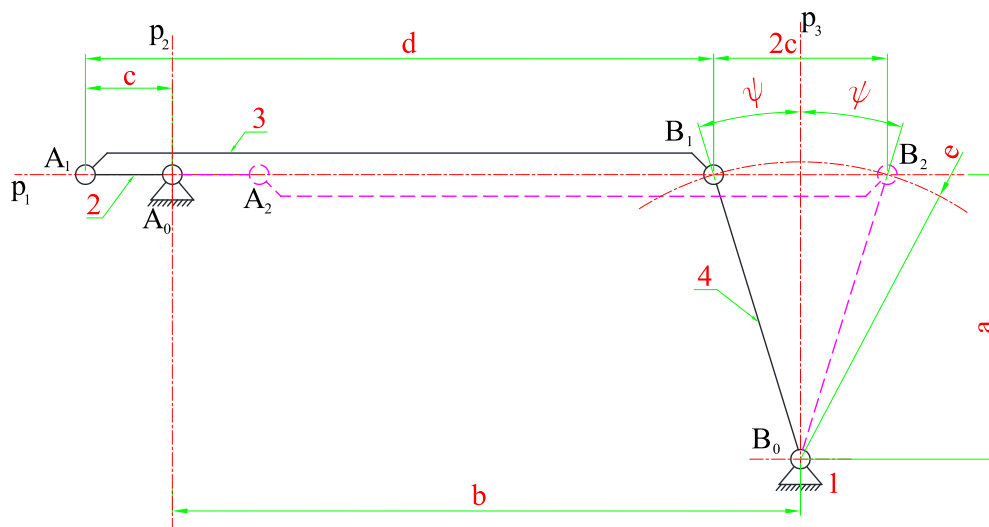
Graf 5 Průběh transformačního úhlu KM

4.5.2 Syntéza klikovahadlového mechanismu

KVM je čtyřčlenný kloubový mechanismus, který mění rovnoměrný otáčivý pohyb kliky na kývavý pohyb vahadla. Vahadlo dále transformuje kývavý pohyb na posuvný vratný pohyb křížáku (pracovního válce) KM. Požadavky na KVM jsou dva. Zaprvé maximální úhel výkyvu vahadla musí být $2\psi = 22^\circ$ a z hlediska přenosu sil musí být vhodný transformační úhel μ mezi ojnicí a vahadlem KVM.

Grafické řešení klikovahadlového mechanismu

Grafické řešení čtyřkloubového KVM je pracné a výsledkem je jen jedno správné řešení. Možností, které splňují podmínku natočení vahadla je nekonečně mnoho.



Obr. 22 Grafické řešení klikovahadlového mechanismu

Postup grafického řešení KVM

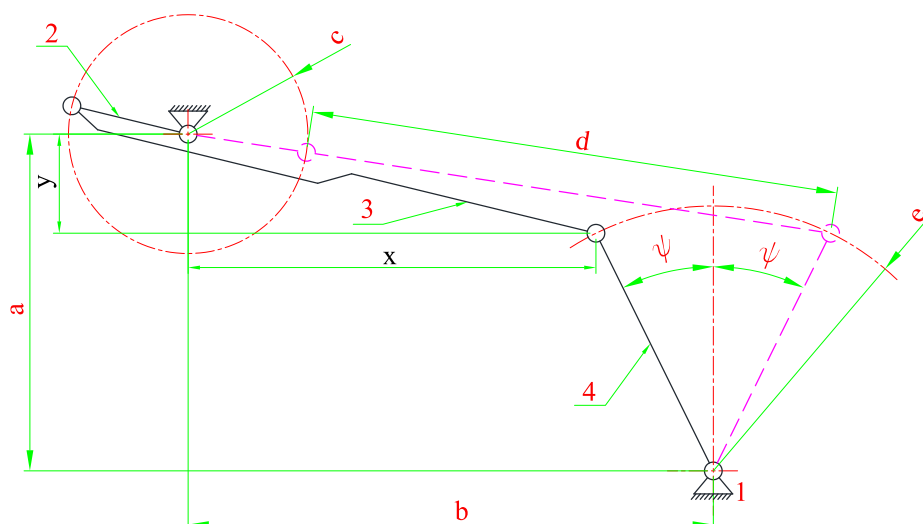
Dáno:

Dáno	Určit
b, c, ψ	a, e, d

Na obr. 22 je zobrazeno kinematické schéma KVM ve dvou krajních polohách vahadla. Při otáčení kliky 2, dochází k natočení vahadla 4 maximálně o úhel $\pm\psi$. Nejprve je zakreslena poloha bodu A_0 , horizontální osa p_1 a vertikální osa p_2 , které prochází daným bodem A_0 . Následuje zakreslení druhé vertikální osy p_3 , která je vzdálená o zadanou délku b . Na ose p_2 leží bod B_0 , ale jeho přesná poloha zatím není známa. Kliky 2 o délce c se otáčí kolem bodu A_0 . V jedné z krajních poloh vahadla se konec kliky nachází v místě A_1 a v druhé poloze vahadla v místě A_2 . Vzdálenost konců vahadla mezi dvěma krajními polohami $|B_1B_2|$ je stejná, jako vzdálenost mezi body $|A_1A_2|$. Vzdálenost mezi přímkou p_3 a bodem B_1 je c . Z krajních poloh vahadla B_1 , nebo B_2 je vedena přímka pod úhlem ψ . V místě, kde přímka protíná vertikální osu p_3 , je hledaný bod B_0 . Nyní lze odečíst délku vahadla e a vertikální vzdálenost bodů A_0 a B_0 a délku ojnice d .

Analytické řešení klikovahadlového mechanismu

Grafické řešení jednotlivých variant mechanismů je zdlouhavé a výsledkem je vždy jen jeden mechanismus, který nemusí mít vhodný transformační úhel. Proto je vhodné analyticky vypočítat rozměry KVM. K odvození délkových rozměrů poslouží obr. 23, na kterém jsou znázorněny hlavní rozměry KVM se dvěma parametry x a y , pomocí kterých lze vypočítat délky členů KVM.



Obr. 23 Analytické řešení klikovahadlového mechanismu

Na obrázku 23 je zobrazeno schéma KVM ve dvou krajních polohách vahadla 4. Jelikož má mechanismus celkem 5 neznámých parametrů, musí se některé parametry zvolit. Jediná známá v mechanismu je maximální natočení vahadla 4. Zvoleny byly parametry a , b , e .

Dáno	Určit
a, b, ψ, e	c, d

$$(d - c)^2 = x^2 - y^2 \quad (13)$$

$$x = b - e \sin \psi \quad (14)$$

$$y = a - e \cos \psi \quad (15)$$

$$(d + c)^2 = (b + e \sin \psi)^2 + y^2 \quad (16)$$

Z rovnic (13) až (16) vyplývá

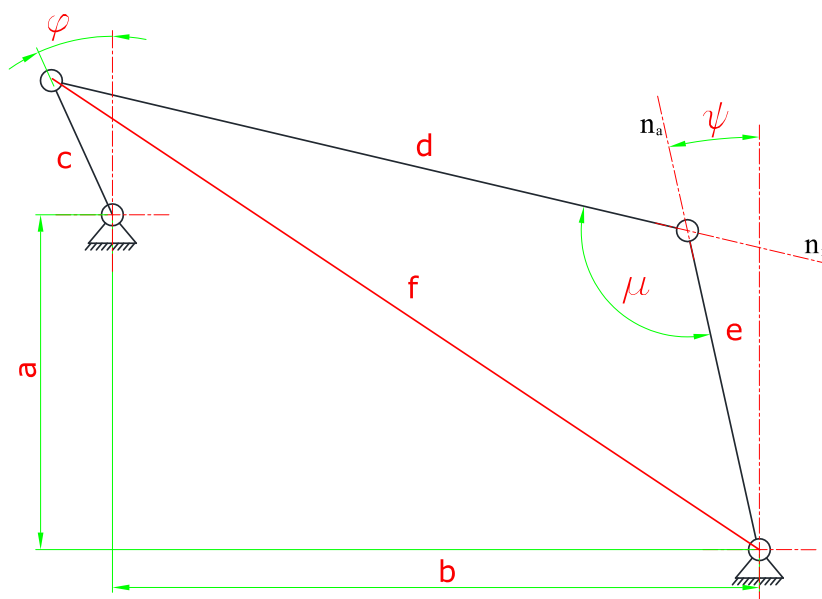
$$d = \frac{\sqrt{x^2 + y^2} + \sqrt{(b + e \sin \psi)^2 + y^2}}{2} \quad (17)$$

$$c = d - \sqrt{x^2 + y^2} \quad (18)$$

Ze vztahů (17) a (18) lze dopočítat neznámé rozměry c a d KVM

Transformační úhel KVM

Na obrázku 24 je zobrazeno schéma KVM s vyznačeným transformačním úhlem μ .



Obr. 24 Transformační úhel klikovahadlového mechanismu

Ze schématu vyplývá:

$$f^2 = d^2 + e^2 - 2d \cdot e \cdot \cos(\mu) \quad (19)$$

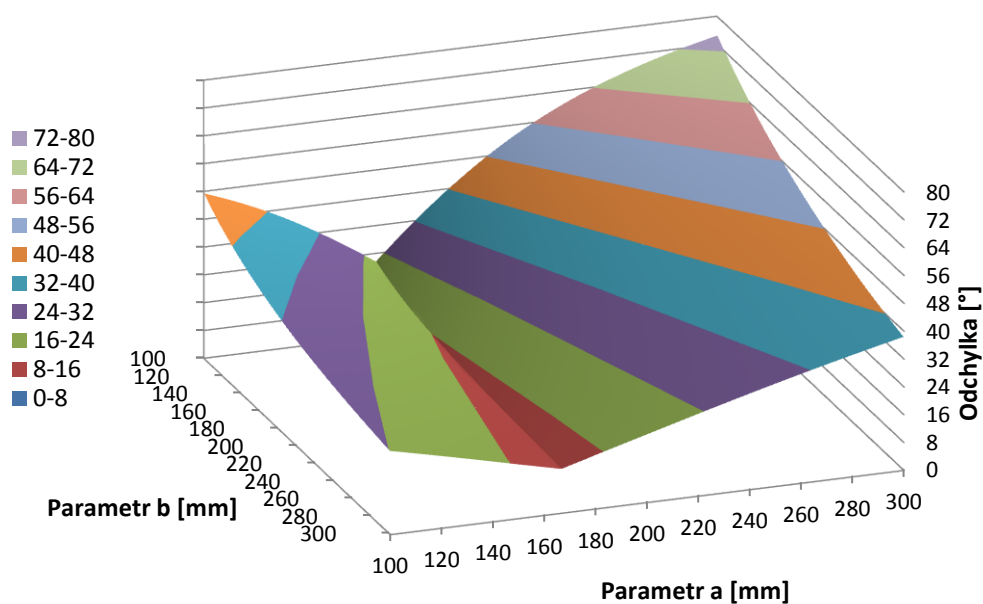
$$f^2 = (b + q)^2 + (a + g)^2 \quad (20)$$

$$g = c \cdot \sin(\mu) \quad (21)$$

$$q = c \cdot \cos(\mu) \quad (22)$$

U KVM není snadné zvolit rozměry mechanismu tak, aby byl vhodný transformační úhel. Proto byl s využitím SW MatLab napsán program, který prochází skupinu mechanismů a zjišťuje vliv jednotlivých parametrů (c , b , e) na velikosti transformačního úhlu. Zdrojový kód programu je v příloze 1. Program dopočítává zbylé délkové rozměry mechanismu, vyhodnotí průběh transformačního úhlu a vykreslí maximální odchylku od optimálního transformačního úhlu 90° (graf 6). Z grafu vyplývá, že významný vliv na odchylce od optimálního transformačního úhlu (90°) má vertikální vzdálenost bodů $|A_0B_0|$, neboli parametr a . Pokud se zvolí vertikální vzdálenost bodů (a) přibližně stejná, jako je velikost vahadla, bude se odchylka transformačního úhlu od úhlu optimálního (90°) blížit k minimální hodnotě. Se zvětšováním horizontální vzdálenosti bodů $|A_0B_0|$, neboli vzdálenost b , maximální odchylka od transformačního úhlu bude dále klesat. S ohledem na celkovou velikost KVM a jeho hmotnost byly zvoleny počáteční podmínky mechanismu, které jsou zobrazeny v tabulce 3.

Maximální odchylka od optimálního transformačního úhlu

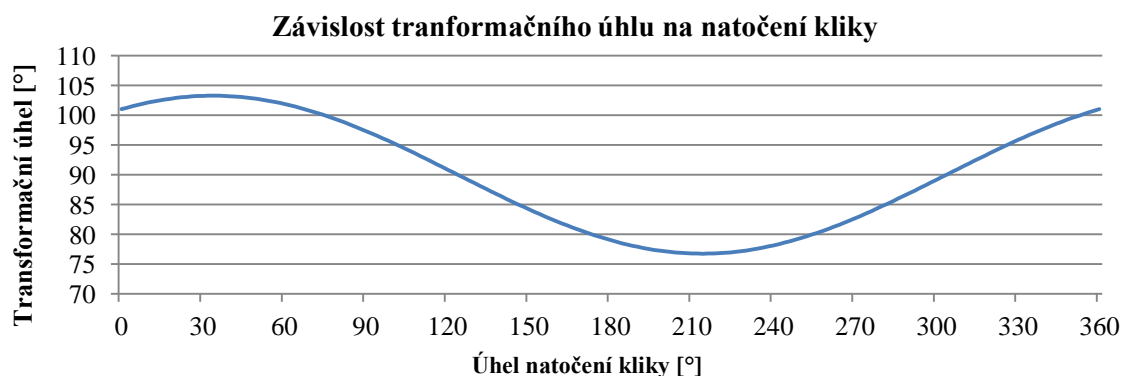


Graf 6 vliv parametrů klikovahadlového mechanismu na transformačním úhlu

Tabulka 3 Rozměry klikovahadlového mechanismu

Počáteční podmínky	Hodnota
Délka vahadla e	170 mm
Poloviční úhel výkyvu ψ	11°
<u>Dopočítané rozměry mechanismu</u>	Hodnota
Optimální vzdálenost a (transformační úhel s nejmenší odchylkou)	167 mm
Vzdálenost b	250 mm
Délka kliky c	32,4375 mm
Délka ojnice d	250,00 mm
Maximální transformační úhel	103,2940°
Minimální transformační úhel	76,7631°

Na grafu 7 je zobrazen průběh transformačního úhlu μ v závislosti na poloze kliky zvoleného KVM, pomocí kterého lze usoudit, že KVM byl vhodně zvolen.



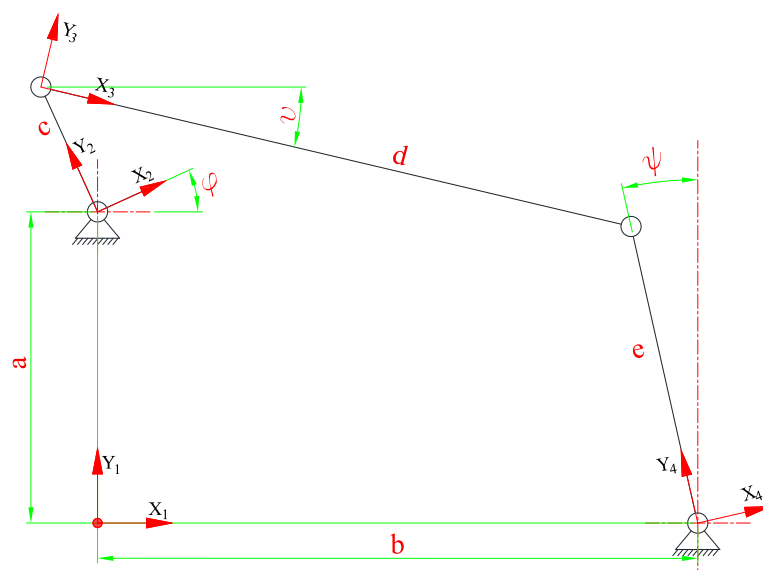
Graf 7 Průběh transformačního úhlu klikovahadlového mechanismu

Ověření správnosti řešení

Nyní jsou známy všechny rozměry mechanismu a zbývá ověřit, zda vypočtený mechanismus splňuje zadanou hodnotu posuvu horních pracovních válců. K ověření správnosti se využije analytické metody kinematického řešení mechanismu s použitím převodových funkcí. Převodové funkce jsou důležité při rozboru kinematických veličin mechanismu, pomocí nichž lze počítat silové namáhání jednotlivých členů mechanismu.

Klikovahadlový mechanismus

U daného čtyřkloubového mechanismu lze s využitím vektorové metody určit zdvihovou závislost $\psi = \psi(\varphi)$ a převodové funkce μ_{24}, v_{24} .



Obr. 25 Analytické řešení KVM

U vektorové metody se čtyřkloubový mechanismus uvažuje jako vektorový čtyřúhelník, pro který platí

$$\mathbf{r}_2^1 + \mathbf{T}^{12} \cdot \mathbf{r}_3^2 + \mathbf{T}^{23} \cdot \mathbf{r}_4^3 = \mathbf{r}_4^1 + \mathbf{T}^{14} \cdot \mathbf{r}_A^4 \quad (23)$$

Kde $\mathbf{T}^{12}, \mathbf{T}^{23}$ a \mathbf{T}^{14} jsou transformační matice mezi souřadnými systémy 1 až 4.

Rozpis vektorů a transformačních matic do maticového zápisu

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} 0 \\ a \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos(\varphi) & -\sin(\varphi) & 0 \\ \sin(\varphi) & \cos(\varphi) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ c \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos(\psi) & -\sin(\psi) & 0 \\ \sin(\psi) & \cos(\psi) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} d \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \\ = \begin{bmatrix} b \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos(\psi) & -\sin(\psi) & 0 \\ \sin(\psi) & \cos(\psi) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ e \\ 0 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (24)$$

Roznásobení matic a zápis do složek x a y

$$x: \quad -c \cdot \sin(\varphi) + d \cdot \cos(\psi) = b - d \cdot \sin(\psi) \quad (25)$$

$$y: \quad a + c \cdot \cos(\varphi) + d \cdot \sin(\psi) = e \cdot \cos(\psi) \quad (26)$$

Umocněním rovnic (25) a (26) a jejich sečtením se eliminuje neznámý úhel ν . Úpravou vyjde úplná trigonometrická rovnice ve tvaru:

$$\begin{aligned} d^2 - b^2 - c^2 - e^2 - a^2 + 2bc \cdot \sin(\varphi) - 2ac(\cos(\varphi)) \\ = (-2ec \cdot \cos(\varphi) - 2ae) \cdot \cos(\psi) \\ + (-2be - 2ec \cdot \sin(\varphi)) \cdot \sin(\psi) \end{aligned} \quad (27)$$

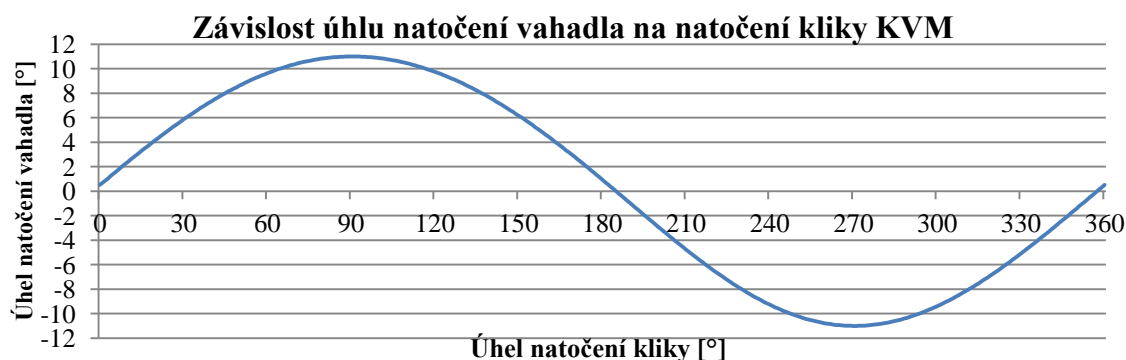
Zjednodušený zápis

$$C = B \cdot \cos(\psi) + A \cdot \sin(\psi) \quad (28)$$

Řešení úplné trigonometrické rovnice (28)

$$\psi = \arcsin\left(\frac{C}{(\pm\sqrt{A^2 + B^2})}\right) + \arctg\left(\frac{B}{A}\right) \quad (29)$$

Rovnice (29) vyjadřuje závislost natočení vahadla KVM na natočení kliky KVM $\psi = \psi(\varphi)$. Průběh natočení vahadla je znázorněn na následujícím grafu



Graf 8 Závislost polohy vahadla na poloze kliky

Graf 8 ukazuje, že úhel natočení vahadla KVM se v průběhu jedné otáčky kliky KVM mění v rozmezí od -11° do $+11^\circ$. Tyto hodnoty krajních poloh vahadla KVM splňují zadání, a proto byly délkové rozměry jednotlivých členů KVM voleny správně.

Derivace obou stran rovnice (29) podle času je úhlová rychlost vahadla v závislosti na poloze a rychlosti kliky KVM. Méně komplikované je derivovat obě strany rovnice (28) a vyjádřením $\frac{d\varphi}{d\psi}$ vychází první převodová funkce μ , pomocí které lze rychlost a zrychlení vahadla KVM vypočítat také.

$$\mu = \frac{d\varphi}{d\psi} = \frac{-2bc \cdot \cos(\varphi) + 2ac \cdot \sin(\varphi) + 2ec \cdot \sin(\psi - \varphi)}{(-\sin(\psi) \cdot B + \cos(\psi) \cdot A)} \quad (30)$$

Jelikož $\dot{\varphi} = \frac{d\varphi}{dt}$ a $\dot{\psi} = \frac{d\psi}{dt}$ vyplývá

$$dt = \frac{d\varphi}{\dot{\varphi}} = \frac{d\psi}{\dot{\psi}} \quad (31)$$

Vyjádřením úhlové rychlosti vahadla $\dot{\psi}$ z rovnice (31) vychází vztah závislost úhlové rychlosti vahadla na poloze a úhlové rychlosti kliky $\dot{\psi} = \dot{\psi}(\phi, \varphi)$

$$\dot{\psi} = \frac{d\psi}{d\varphi} \cdot \dot{\varphi} = \mu \cdot \dot{\varphi} \quad (32)$$

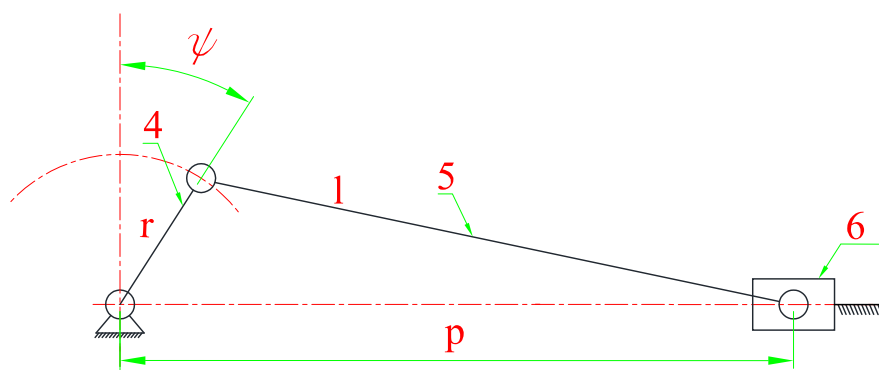
Druhou derivací rovnice (30) a vyjádřením $\frac{d^2\varphi}{d\psi^2}$ vyplývá druhá převodová funkce v

$$v = \frac{d^2\varphi}{d\psi^2} = \frac{2bc \cdot \sin \varphi + 2ac \cdot \cos \varphi - \mu^2 \cdot (B \cdot \cos \psi - A \cdot \sin \psi)}{-B \cdot \sin \psi + A \cdot \cos \psi} + \frac{2ec \cdot \cos(\varphi - \psi) \cdot (2\mu - 1)}{-B \cdot \sin \psi + A \cdot \cos \psi} \quad (33)$$

Derivováním rovnice (32) podle času vychází úhlové zrychlení vahadla

$$\ddot{\psi} = \frac{d\dot{\psi}}{dt} = \frac{d(\mu \cdot \dot{\varphi})}{dt} = \frac{d\mu}{dt} \dot{\varphi} + \frac{d\dot{\varphi}}{dt} \mu \Rightarrow \ddot{\psi} = v \cdot \dot{\varphi}^2 + \mu \cdot \ddot{\varphi} \quad (34)$$

Klikový mechanismus



Obr. 26 Analytické řešení klikového mechanismu

Aby bylo možné sledovat kinematické veličiny křížáku 6, je potřeba u daného centrického KM (obr. 26) s klikou 4 délky r a ojnicí 5 délky l zjistit převodové funkce μ_{46}, v_{46} .

Zdvihová závislost křížáku 6 (pracovního válce) $p = p(\psi)$ vychází z obrázku 26.

$$p = r \sin \psi + \sqrt{(l^2 - (r \cos \psi)^2)} \quad (35)$$

derivace zdvihové závislosti (35) podle ψ odpovídá první převodové funkci μ_{46}

$$\mu_{46} = \frac{dp}{d\psi} = r \cos \psi - \frac{(r^2 \sin \psi \cos \psi)}{\sqrt{(l^2 - (r \cos \psi)^2)}} \quad (36)$$

pomocné proměnné

$$q = l^2 - (r \cos \psi)^2 \quad (37)$$

$$f = 2r^2 \cos \psi \sin \psi \quad (38)$$

Derivací první převodové funkce podle ψ vychází druhá převodová funkce

$$v_{46} = \frac{d\mu_{46}}{d\psi} = -r \sin \psi - \frac{f^2}{4\sqrt{q^3}} + \frac{r^2((\sin \psi)^2 - (\cos \psi)^2)}{\sqrt{q}} \quad (39)$$

Byly vypočítány obě převodové funkce KVM a KM. Napojením obou mechanismů na sebe přes vahadlo 4 KVM (obr. 25) a kliku 4 KM (obr. 26) vznikne jeden šestičlenný mechanismus, pro který je nutné znát převodovou funkci mezi klikou 2 KVM a křížákem KM. S využitím převodových funkcí KVM a KM lze získat celkovou první a druhou převodovou funkci

$$\mu_{26} = \mu_{24} \cdot \mu_{46} \quad (40)$$

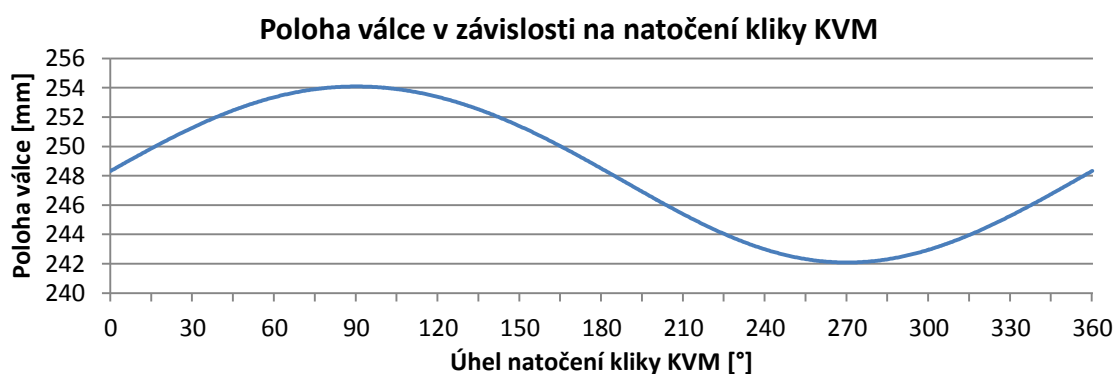
$$v_{46} = v_{24} \cdot \mu_{46} + v_{46} \cdot \mu_{24}^2 \quad (41)$$

Kinematické veličiny křížáku 6 (pracovního válce)

$$v_{61} = \mu_{26} \cdot \dot{\phi} \quad (42)$$

$$a_{61} = v_{26} \cdot \dot{\phi}^2 + \mu_{26} \cdot \ddot{\phi} \quad (43)$$

Po dosazení převodových funkcí do SW Matlab, zadání počátečních podmínek a vypočítání kinematických veličin křížáku (horního pracovního válce) SW vykreslí závislost polohy křížáku na natočení kliky. Graf 9 zobrazuje axiální polohu pracovního válce v průběhu jedné otáčky kliky KVM. Poloha pracovního válce se mění v rozmezí od 242 mm do 254 mm. Rozdíl hodnot krajních poloh pracovního válce je zvolených 12 mm, proto jsou rozměry KM a KVM zvoleny správně.



Graf 9 Axiální poloha pracovního válce v závislosti na natočení kliky KVM

4.5.3 Návrh modelu valchovacího ústrojí

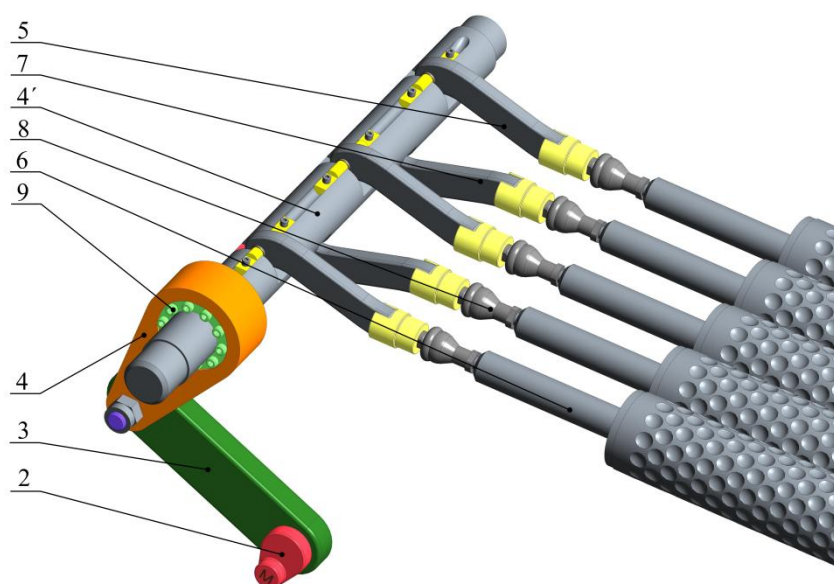
Varianta s šestičlenným mechanismem dovoluje měnit fázi pootočení pracovních válců pouze o 180°. Jiný fázový posuv je sice možný, ale takové pracovní válce nemají požadovaný zdvih ($\pm 6 \text{ mm}$). Proto pro výstupní válce stroje (7 a 8) byl navrhnout druhý mechanismus, který je klikový a změna velikosti zdvihu reprezentuje výměnu kliky. V novém ústrojí sice mohou být dva šestičlenné mechanismy s klikami vůči sobě pootočenými o 90°, ale takové řešení je nákladnější na výrobu a zástavbový

prostor. KVM s regulací axiálního zdvihu, na který je napojen KM, je výrobně složitější, než pouze krátký KM s různými rozměry kliky, která je navíc jen dvakrát lomená.

Sada prvních pěti pracovních válců

Prvními pěti horními pracovními válci je kmitáno pomocí šestičlenného mechanismu, u kterého je možnost měnit axiální zdvih pracovních válců (obr. 27). Dále bude popsán princip změny velikosti zdvihu pracovních válců.

Návrh KVM pro prvních pět pracovních válců vytvořený v programu Creo Parametric 2.0 je zobrazen na obrázku 27. Kliky KM 4' je vytvořena z tyče kruhového průřezu, ve které jsou vyfrézovány drážky pro uložení ojnic KM 5. Ojnice KM 5 mají vedle sebe vždy ojnice KM 7 s pootočenou fází o 180° tak, aby splňovaly opačné pohyby pracovních válců. Pracovní válce 6 jsou připojeny k ojnicím KM 5 pomocí kulových čepů 8, které umožňují jejich rotaci a zároveň natčení kliky KM 4' při axiálním pohybu válců 6. Na klíci KM 4' je přes svěrné pouzdro 9 pevně chyceno vahadlo KVM 4. Při otáčení kliky KVM 2 dochází k naklápění kliky KM 4' a posouvání horních pracovních válců.



Obr. 27 Šestičlenný mechanismu CAD model

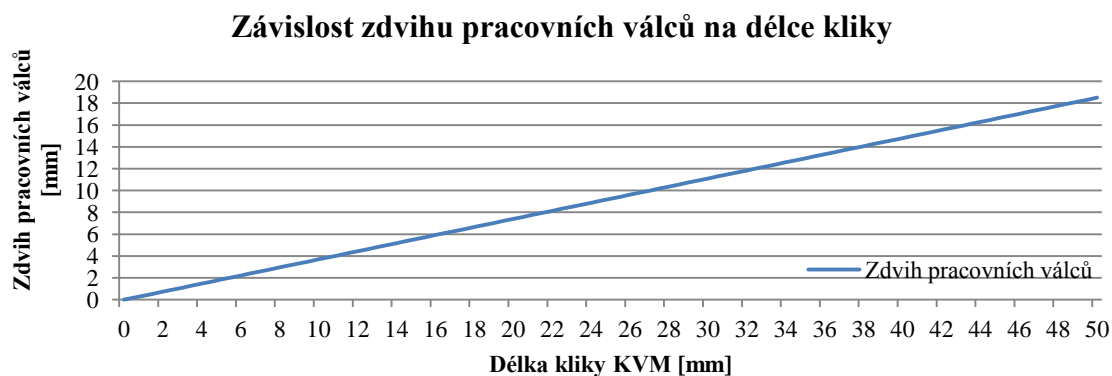
Regulace axiálního zdvihu první sady pracovních válců

Axiální zdvih pracovních válců má významný vliv na natočení pracovních válců, jelikož při jiném axiálním zdvihu, než je na stroji Cassé (12 mm), šroubová vazba nebude využita v plném rozsahu a natočení válců se poměrově změní. Výsledná obvodová rychlost pracovních válců společně s celkovým posuvem povrchu válce po plstěnci ovlivňuje plstěcí proces. Proto se jeví jako výhodné zjistit optimální nastavení zdvihu válců, které zajistí kvalitnější, nebo rychlejší zaplštění plstěnce.

Možnosti, jak upravovat proces plstění na této variantě vlivem změny parametrů horních pracovních válců, jsou celkem tři. Zaprvé je to velikost zdvihu horních pracovních válců. Touto změnou lze měnit pouze parametry KVM. Nejlépe se jeví změna rozměrů kliky, nebo vahadla KVM. Další možností změny procesu je rychlost, jakou se otáčí klika KVM při zachování otáček spodních pracovních válců. Stejný vliv na proces bude mít zpomalení otáček spodních pracovních válců při zachování otáček kliky KVM. Třetí a poslední možností změny procesu plstění je změna velikosti stoupání šroubovice přídavné šroubové vazby. Jelikož změnou otáček axiálního i rotačního pohybu válců lze řešit rozměry hnacích a hnacích řemenic na motorech a změna velikosti stoupání šroubovice se jeví nákladná a složitá na výměnu jednotlivých dílů šroubové vazby, byla v této práci řešena pouze změna velikosti axiálního zdvihu horních pracovních válců změnou délky kliky KVM.

Bylo navrženo konstrukční řešení změny délky kliky KVM. Řešení má výhodu plynulé změny délky kliky podle technologických požadavků na proces. Rozsah délek kliky KVM umožňuje regulovat axiální zdvih pracovních válců v rozmezí 0 až 14 mm. Podle požadovaného axiálního zdvihu válců je zvoleno rozmezí, v jakém se pohybuje délka kliky KVM. Nulový zdvih pracovních válců je v řešení zahrnuto jen kvůli konstrukci zařízení.

Změnou parametru c (délka kliky KVM) vycházejí různé krajní polohy vahadla KVM, respektive polohy kliky KM. Graf 10 zobrazuje vliv délky kliky KVM na axiálním zdvihu pracovních válců.

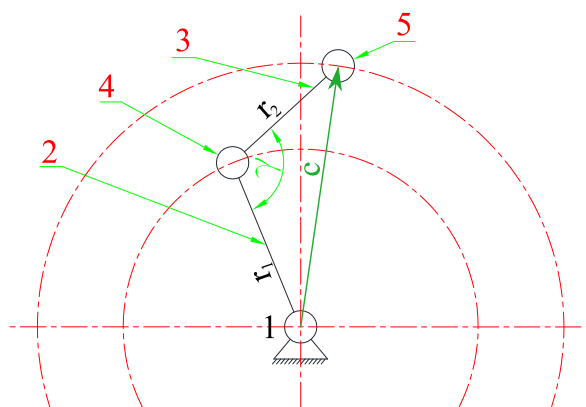


Graf 10 Zdvih pracovních válců v závislosti na délce kliky KVM

Z grafu 10 vyplývá, pokud má být splněna regulace axiálního zdvihu válců od 0 do 14 mm, rozmezí délky kliky KVM je od 0 do 38 mm.

Konstrukce mechanismu pro regulaci axiálního zdvihu pracovních válců

Obrázek 28 ukazuje kinematické schéma regulace změny délky kliky. Jedná se o tříčlenný mechanismus, který se skládá z rámu 1 a dvou binárních členů 2 a 3. Binární členy 2 a 3 se otáčejí kolem bodu 1 a navíc jsou volně otočné v kloubu 4. Na binární člen 3 je v kloubu 5 napojena ojnice KVM.



Obr. 28 Zařízení pro změnu axiálního zdvihu pracovních válců

Celková délka kliky KVM c je dána vztahem, který vychází z kosinovy věty

$$c = \sqrt{r_2^2 + r_1^2 - 2r_1r_2 \cos \gamma} \quad (44)$$

Ze vztahu (44) je patrné, že velikost celkové kliky je závislá na úhlu γ mezi jednotlivými binárními členy. Maximální délka kliky náleží poloze binárních členů při úhlu $\gamma = 180^\circ$.

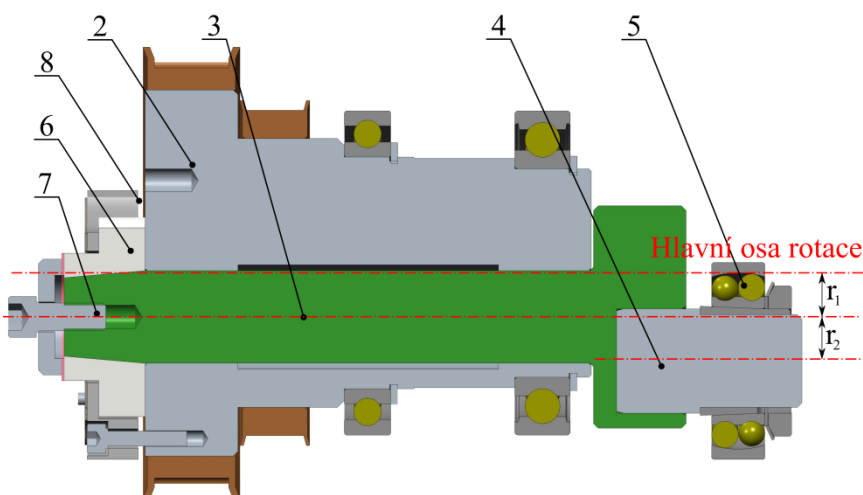
$$c_{max} = r_1 + r_2 = 38mm \quad (45)$$

Minimální délka kliky je, pokud úhel $\gamma = 0^\circ$

$$c_{min} = r_1 - r_2 = 0mm \quad (46)$$

délky jednotlivých binárních členů vychází:

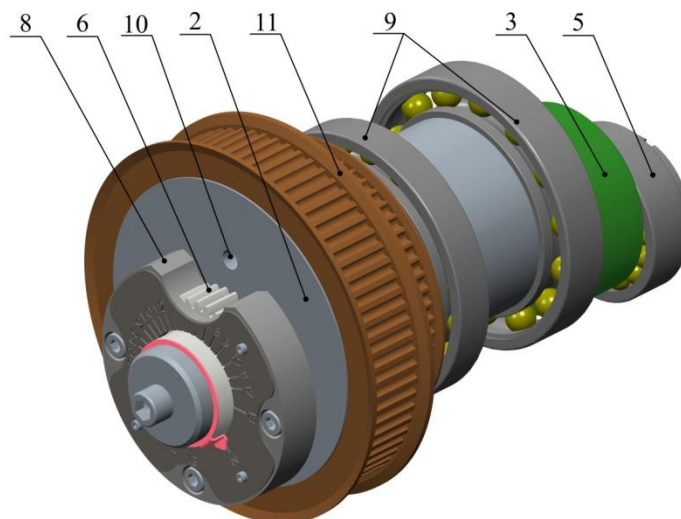
$$r_1 = 19mm, r_2 = 19mm \quad (47)$$



Obr. 29 Řez zařízením pro změnu axiálního zdvihu CAD model

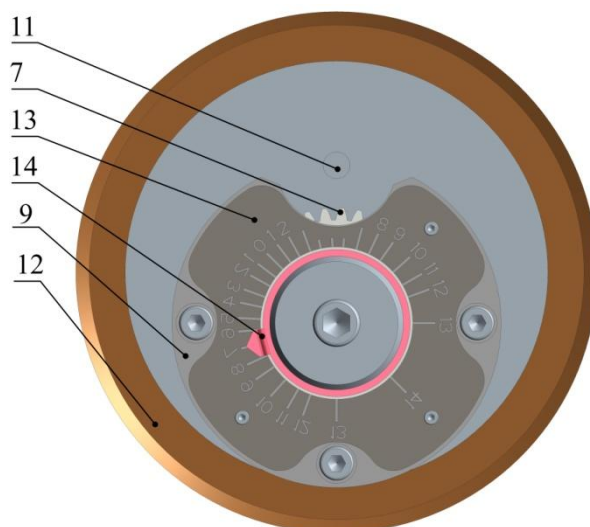
Na obrázku 29 je zobrazen nárys celkového zařízení v řezu. Sestava se skládá z hlavní hřídele 2, která reprezentuje binární člen 2 (obr. 28). V hlavní hřídeli je excentricky vrtaná díra, do které je kluzně vložena klika 3, která reprezentuje binární člen 3. Do kliky je také excentricky frézovaná díra a nalisován čep 4, který drží naklápěcí kuličkové ložisko 5 pro ojnici KVM. V důsledku dvou excentricky vrtaným

dírám je čep 4 také uložen excentricky od osy otáčení hlavní hřídele 2. Natočením kliky 3 se mění celková excentricita čepu 4 a s tím velikost zdvihu prachovných válců. Zakončení kliky 2 je kuželové a zapadá do kuželového náboje ozubeného kola 6. Utažením šroubu 7 vzniká svěrný spoj s kuželovou stykovou plochou, který brání pootočení kliky 3 vůči ozubenému kolu 6. Zabránění pootočení kliky 3 v hlavní hřídeli 2 je pomocí krycího víka 8. To je přitaženo šrouby do hlavní hřídele 2 a mezi styčnými plochami ozubeného kola s hlavní hřídelí 2 a víkem 8 vznikne třecí síla, která brání pootočení kliky 3 v hlavní hřídeli.



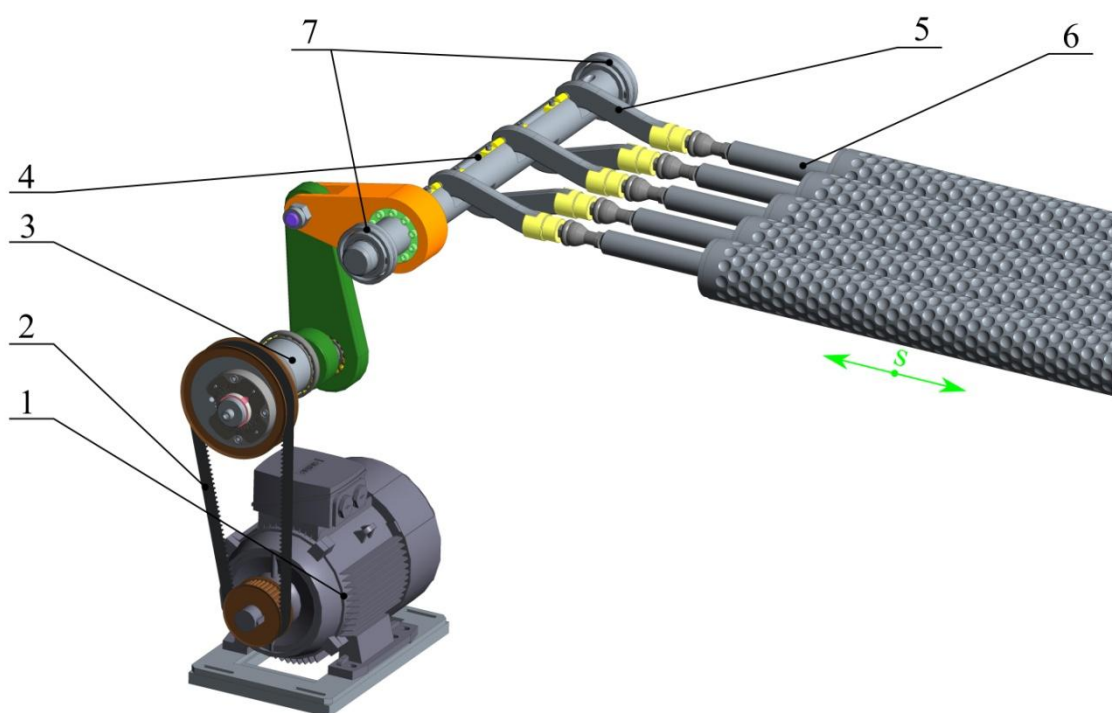
Obr. 30 Zařízení pro změnu axiálního zdvihu CAD model

Na obrázku 30 je zobrazen celkový pohled na CAD model zařízení pro změnu axiálního zdvihu pracovních válců. Zařízení je uloženo v rámu pomocí dvou radiálních ložisek 9, které dovolují rotaci celé sestavy. Zařízení je rotačně poháněno pomocí ozubeného řemene přes řemenici 11 pevně spojenou kolíky s hlavní hřídelí 2. Víko 8, které brání pootočení kliky 3 v hlavní hřídeli 2, je chyceno třemi šrouby pro vyvození dostatečné třecí síly mezi ozubeným kolem 6, hlavní hřídelí 2 a krycím víkem 8. V krycím víku je vytvořeno vybrání, ze kterého vyčnívají zuby ozubeného kola 6. Do otvoru 10 se zasune klička s ozubeným kolem. Aby bylo znatelné, v jakém natočení se jednotlivé binární členy 2 a 3 nachází, musí být na zařízení umístěn ukazatel s pravítkem. Na obrázku 31 je čelní pohled na zařízení pro změnu axiálního zdvihu s detailním pohledem na ukazatel velikosti zdvihu. Při natáčení ozubeného kola 7 pomocí kličky dochází k otáčení binárního členu 3 (obr. 30) a zároveň k otáčení ukazatele velikosti zdvihu 14. Šipka ukazatele 14 směřuje na pravítko 13, které má po obvodu vnitřní díry drážky s čísly, které ukazují aktuální zdvih pracovních válců při provozu stroje.



Obr. 31 Ukazatel velikosti axiálního zdvihu CAD model

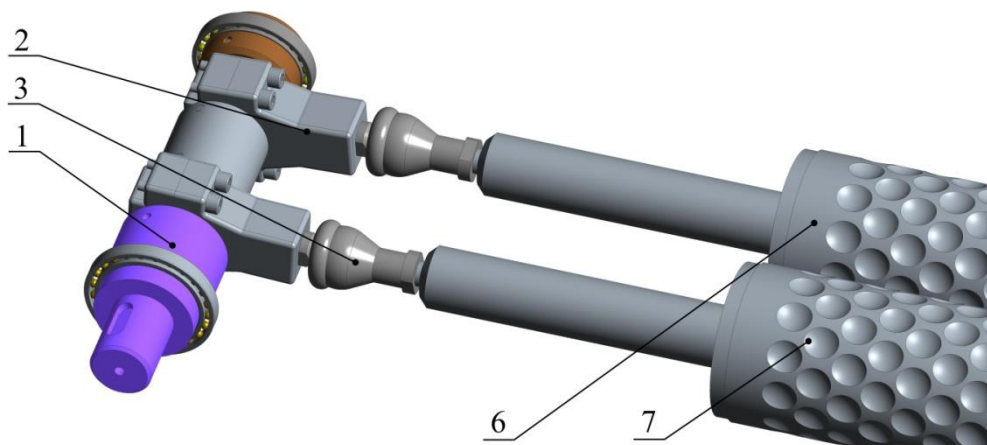
Na obrázku 32 je zobrazen CAD model axiálního rozvádění první skupiny horních pracovních válců. Asynchronní 3fázový motor 1 přes řemenový převod 2 pohání KVM 3, na který je napojena skupina klikových mechanismů 5 s pěti pracovními válci 6. Kliková hřídel 4 klikového mechanismu je uložena ve dvou naklápěcích kuličkových ložiscích 7. Naklápěcí kuličková ložiska mají dvě řady kuliček zajišťující velkou únosnost a umožňují vyrovnávat nesouosost způsobenou průhybem klikové hřídele od působících vnějších sil, nebo nesouosými náboji v rámu.



Obr. 32 Axiální pohon pracovních válců CAD model

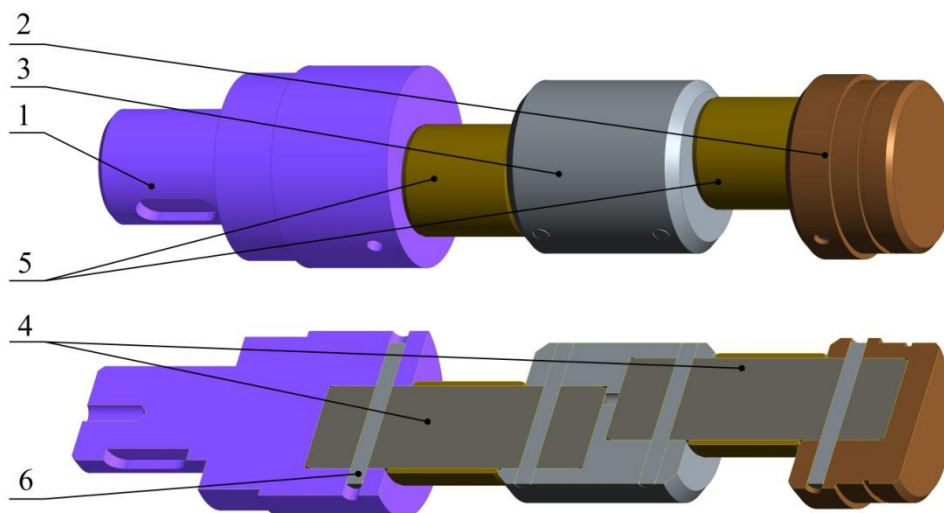
Výstupní horní pracovní válece

Výstupní válce (válce 6 a 7) mají fáze pootočený vůči sobě o 180° , ale navíc válec 6 má fázi pootočenou o 90° vůči válci 5, proto je nutné použít klikový mechanismus. Na obrázku 33 je zobrazena sestava se dvěma výstupními válci 6 a 7. Pracovní válce jsou napojeny přes kulové čepy 3 a ojnice 2 na skládanou klikovou hřídel 1.



Obr. 33 Klikový mechanismus výstupních pracovních válců CAD model

Skládaná kliková hřídel byla navržena s ohledem na jednoduchou a levnou výrobu. Výroba dvakrát lomené klikové hřídele z jednoho kusu je totiž nákladná, protože se vyrábí kováním nebo odléváním a dále se zpracovávají. Další možnost výroby méně namáhaných klikových hřídelí je na CNC strojích, nebo skládané z více dílů.

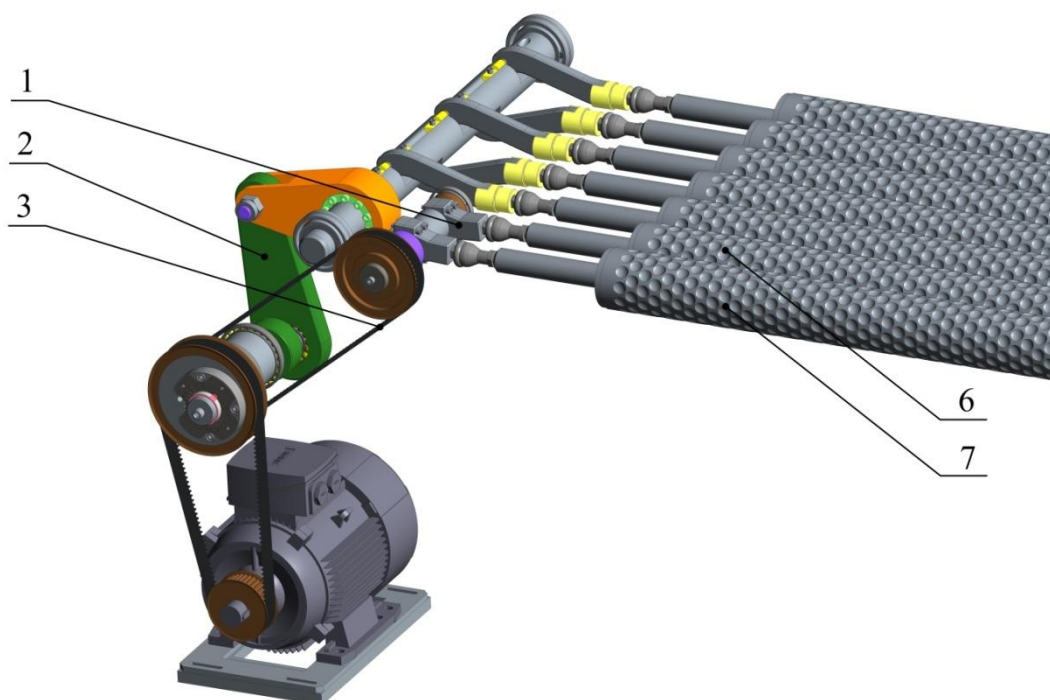


Obr. 34 Skládaná kliková hřídel CAD model

Skládaná kliková hřídel, použitá pro výstupní pracovní hřídele (obr. 34), sestává z dvou čel s excentricky vrtanou dírou (1 a 2) a středu klikové hřídele 3, který má dvě excentricky vrtané díry. Do čel klikové hřídele jsou nalisovány čepy 4 a na čepy 4 jsou nasazena kluzná ložiska 5, která nevyžadují mazání. Čela klikové hřídele musí být zalisována do středu klikové hřídele tak, aby byla zaručena souosost čel skládané kliky

v dané toleranci. Nakonec jsou čepy 4 s čely (1 a 2) a středem 3 provrtané díry a do nich zalisovány kolíky 6 zabraňující pootočení čepů a případnému rozpadnutí kliky.

Na obrázku 35 je již napojený klikový mechanismus 1 s dvěma výstupními válci (6 a 7) na základní KVM 2 pomocí ozubeného řemene 3 s převodovým poměrem $i = 1$. Ozubený řemen je při správně nastaveném předpětí synchronní a nedochází při zátěži k prokluzu mezi řemenem a řemenicí. To je v této aplikaci výhodné, protože při nastavení fázového posuvu 90° mezi válcem 6 a 7 nebude docházet k rozfázování.



Obr. 35 Kompletní sestava axiálního pohonu pracovních válců CAD model

4.5.4 Rotační pohyb pracovních válců

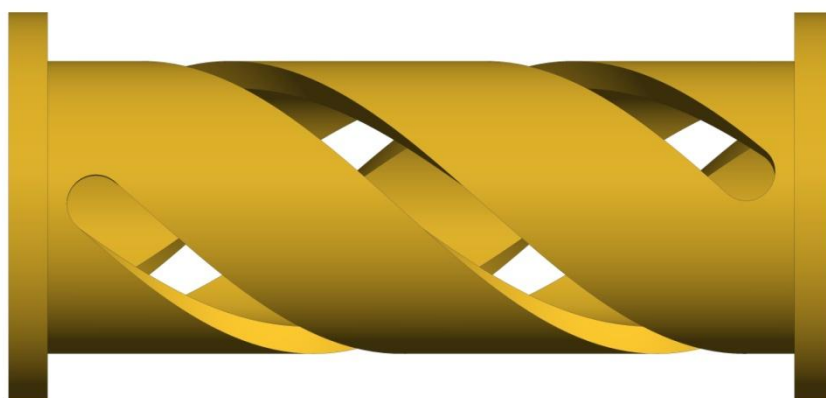
Šroubová vazba nového ústrojí

Šroubová vazba stroje Cassé, která mění otáčky pracovních válců, je realizována pomocí ozubeného soukolí se šikmými zuby (obr. 11, str. 19). Tyto ozubená kola byla vyrobena sléváním a následně upravena do finální podoby. Jádru odlitku bylo ozubené kolo se šikmými zuby. Výroba takového dílu odléváním je na dnešní dobu složitá a pro výrobu pár kusů velmi nákladná. Obrábění vnitřního ozubeného kola s šikmými zuby na CNC strojích je sice možné řešení, ale po konzultaci s nástrojárními a možnými výrobci se došlo k závěru, že jedno takové kolo bude vyráběno na CNC stroji přes 6 hodin a cena překročí 15 tisíc korun. Proto byla šroubová vazba přepracována s ohledem na jednodušší a levnější výrobu.



Obr. 36 Drážkovaný náboj šroubové vazby

Nové řešení šroubové vazby je založeno na náboji z kluzného bronzu (ČSN 42 3123.0 (CuSn12)) se třemi vyfrézovanými drážkami ve tvaru šroubovice s konstantním stoupáním. Stoupání šroubovice je stejné jako u stroje Cassé ($s = 264,7 \text{ mm}$). Tento náboj lze vyrobit na frézce s děličkou, která umožňuje současně natáčet a axiálně posouvat daný polotovár. Aby byla výroba levnější, vyrobí se na jedno upnutí polotovaru rovnou dva náboje šroubové vazby.



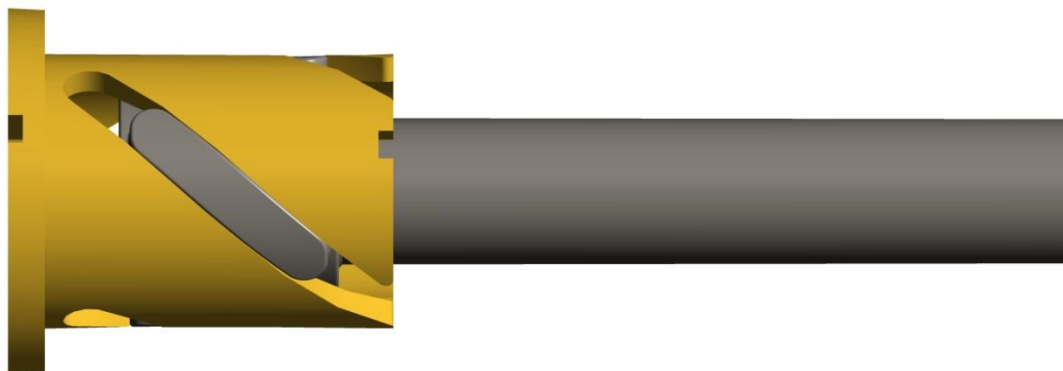
Obr. 37 Drážkovaný náboj polotovár - CAD model

Do polotovaru, který je minimálně dvakrát delší než výsledný náboj, se na frézce vytvoří tři spirálové drážky o šířce 15 mm (obr. 37) a poté se takto obrobený náboj rozpůlí na dva kusy a dále se upravuje. Délka polotovaru musí být minimálně delší o šířku rezného kotouče. Do bronzového náboje se vsadí hřídel s výstupky (obr. 38), které zapadají do drážek bronzového pouzdra. Při posouvání hřídele v bronzovém náboji dochází k natáčení hřídele.



Obr. 38 Hřídel šroubové vazby

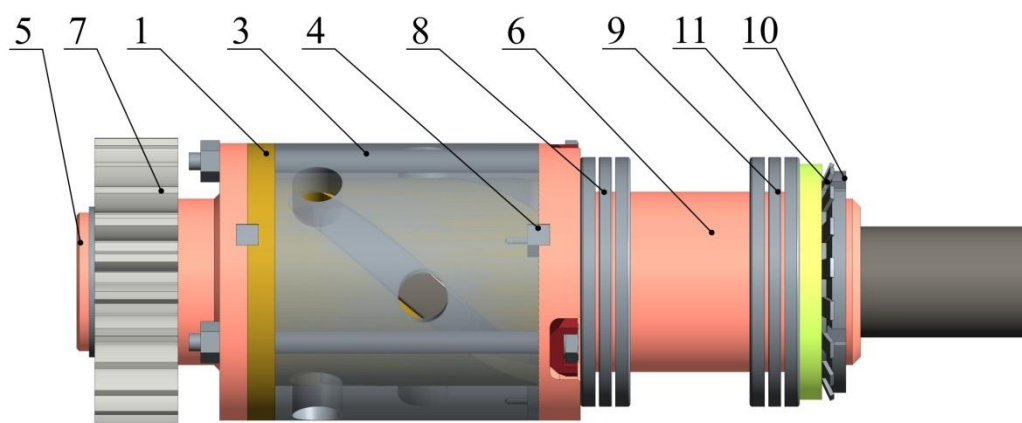
Na obrázku 38 je zobrazen nárys a bokorys hřídele šroubové vazby. Hřídel je vytvořena z plné kruhové tyče, na které jsou tři výstupky. Tento díl je nejsložitější z celé sestavy šroubové vazby a musí se vyrábět na CNC obráběcím stroji, kterému se poskytne CAD model hřídele.



Obr. 39 Šroubová vazba - Hřídel s nábojem

Obrázek 39 zobrazuje drážkovaný náboj, ve kterém je vsazena hřídel. Pokud se hřídel šroubové vazby posouvá a drážkovaný náboj je zastaven, hřídel se otáčí. Jestliže se drážkovaný náboj otáčí, přičítá se úhlová rychlost náboje k úhlové rychlosti hřídele. Tato sestava splňuje zadané požadavky z hlediska úhlového natočení a úhlové rychlosti. Pevnost takto vytvořené šroubové vazby je nevyhovující, z toho důvodu byly provedeny úpravy a zpevnění tak, aby náboj vydržel náročný provoz. Samotný drážkový náboj z bronzu nemá dostatečnou pevnost a při působení krouticího momentu od pracovního válce se mohou volné konce pružně, nebo trvale deformovat a ovlivňovat pracovní proces.

Na obrázku 40 je zobrazena již zpevněná šroubová vazba. Přes náboj šroubové vazby 1 byla převlečena objímka 3. Objímka má po obvodu šest otvorů, které leží v místech drážek drážkovaného náboje. Otvory slouží pro mazání šroubové vazby olejem. Na jedné straně objímky 3 jsou vyfrézovány tři drážky, do kterých jsou přišroubovány klínky 4. Klínky 4, jež drží volné konce drážkovaného náboje 1 a zabráňují tak jejich deformaci. Celá sestava je stažena dvěma čely (5 a 6). Pravé čelo 6 je vyrobeno z kluzného bronzu a je uloženo do rámu stroje, kde se může volně otáčet. Na levém čele 5 je nasazeno ozubené kolo 7, kterým je celá sestava poháněna. Dvě axiální ložiska (8 a 9) zachytávají dynamické síly od šroubové vazby při axiálním posuvu. Ložiska jsou stažena do rámu pojistnou maticí KM 10 s MB podložkou 11.

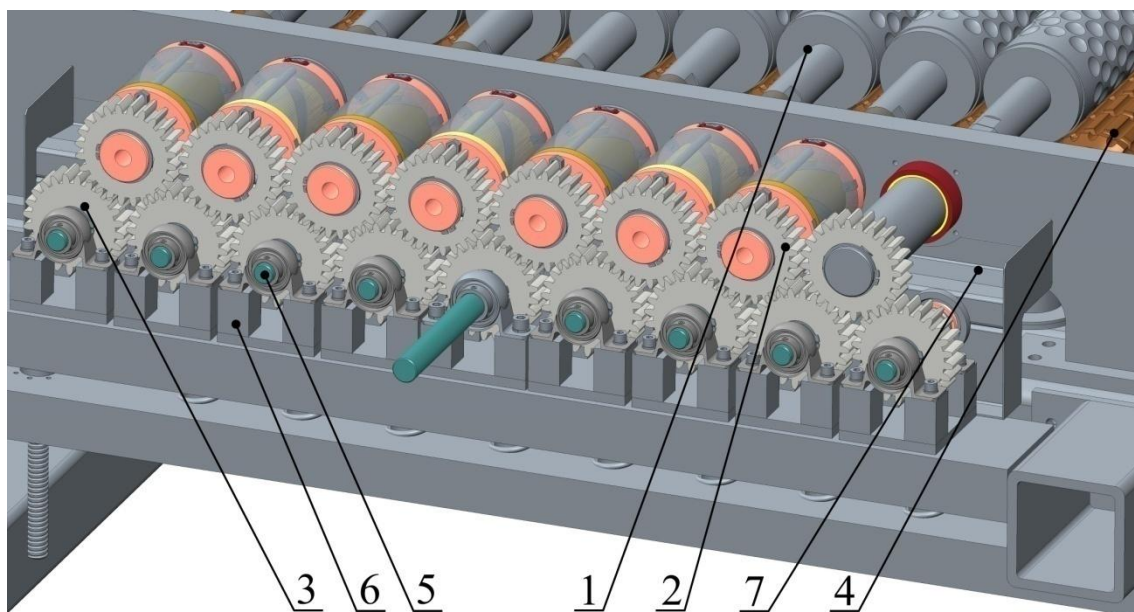


Obr. 40 Zpevněná šroubová vazba CAD model

Rotace spodních i horních pracovních válců

Stroj Cassé má rotaci pracovních válců řešenu velmi dobře. Použity jsou dva šneky, které pohání dvě řady pracovních válců. Předností šnekového soukolí je možnost dosažení samosvornosti a odolávání rázů. Bohužel dnes vyrobit šnek s velkým průměrem a délkou, který by byl schopen pohánět celou řadu šnekových kol, je cenově nákladné. Další nevýhodou šnekového soukolí je jeho nízká účinnost ($45 \div 90\%$) v porovnání s čelními ozubenými koly v důsledku velkého skluzu ozubení. [7] Proto bylo použito soukolí s čelním ozubením, jako náhrada šneku.

Na obrázku 41 je zobrazen model návrhu rotačního pohonu všech pracovních válců. Horní nerezové pracovní válce 1 mají na výstupních hřídelích našroubovány šroubové vazby s ozubenými koly 2. Ozubená kola šroubových vazeb jsou vždy v záběru se dvěma ozubenými koly spodních válců 3. Uspořádání umožňuje horní řadě pracovních válců otáčet se s opačným smyslem otáčení, než má spodní řada pracovních válců. Hřídele ozubených kol spodních válců 5 jsou uloženy v ložiskových domcích 6 a přes kloubovou spojku připojena na spodní pracovní válce 4. Celá soustava ozubených kol je hnaná šnekovou převodovkou, která je napojená na hřídel 5. Šneková převodovka z důvodu přehlednosti není v modelu zobrazena. Šroubová vazba 2 musí být pro správný chod mazána, jinak bude docházet k značnému odírání ložiskového bronzu náboje šroubové vazby a výraznému zvětšování vůle. Mazací olej se nesmí dostat na pracovní válce, proto je pod šroubovými vazbami olejová vana 7, která zachytává odkapávající olej ze šroubových vazeb 2 a přivádí ho zpět do čerpadla.



Obr. 41 Rotační pohyb pracovních válců

4.6 Řešení plstícího ústrojí z hlediska dynamického namáhání

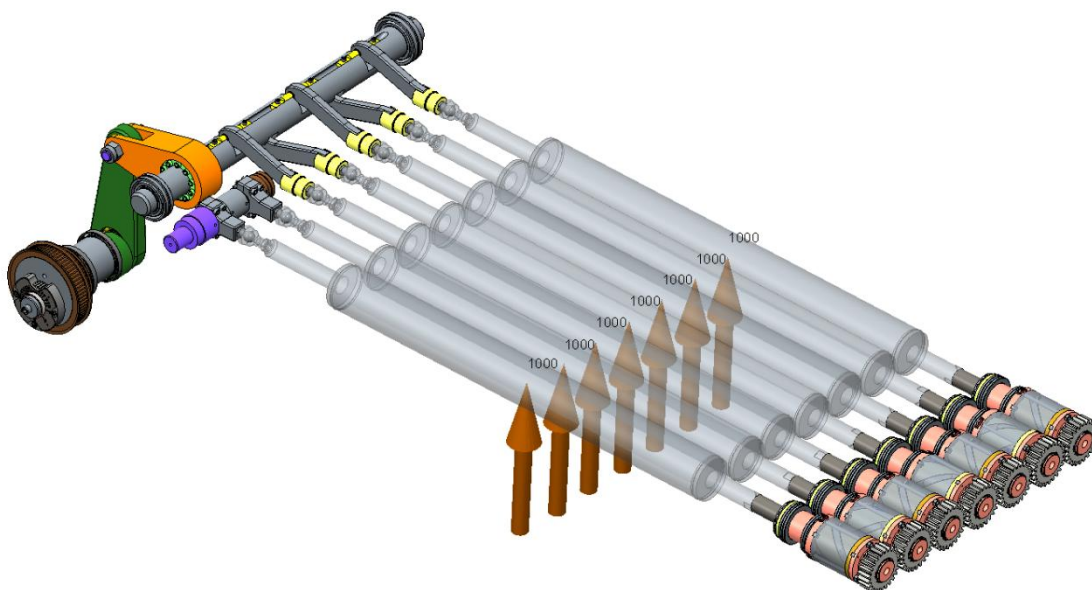
Řešení mechanismu z hlediska dynamického namáhání je velmi důležité pro zjištění sil, které v soustavě působí. Od zjištěných působících sil se odvíjí dimenzování průměrů hřídelí, velikost a typ ložisek, motoru aj.

V této práci se pro zjištění dynamického namáhání jednotlivých uložení mechanismu využívá programu Creo Mechanism.

4.6.1 Mechanismus pro axiální zdvih pracovních válců s rotační vazbou

SW Creo Mechanism umožňuje implementovat do dynamické analýzy tření (statické i dynamické) a gravitační zrychlení ($g = 9,81\text{m/s}^2$). Proto do všech kinematických vazeb ústrojí plstícího stroje bylo přidáno tření. Hodnoty statického a dynamického tření se odvíjí od použitých ložisek a byly vždy odečteny z katalogů výrobců použitých ložisek. Namáhání uložení horních pracovních válců vzniká od pružně uložených spodních válců, které přes plstěnci působí na horní válce. Průchod plstěnce strojem vertikálně posouvají spodní válce uložené na pružinách. Pružiny působí jak na plstěnci, tak i na horní pracovní válce. Při měření na stroji Cassé bylo zjištěno, že předpětí obou pružin na pracovní váleci je 383 N a průchodem plstěnce se pružiny maximálně předeprnou na 766 N . Výsledkem je, že celková síla přitlaku spodního válce k hornímu je 766 N , čímž vzniká větší namáhání kluzného uložení a větší čepové a smykové tření.

Z důvodů bezpečnosti bude v prostředí Creo Mechanism pročitáno s hodnotou o 25% vyšší, než je hodnota vypočítaná.



Obr. 42 Působící síly od pružin spodních pracovních válců - CAD model

Na obrázku 42 je zobrazeno ústrojí pro axiální rozvádění pracovních válců s působícími silami od pružin spodních pracovních válců (oranžové šipky), které mají hodnotu 1000 N. Lze očekávat, že při nastavení různých axiálních pracovních zdvihů válců bude různé namáhání sestavy a jednotlivých dílčích členů. Proto každý výpočet namáhání bude proveden pro tři různě nastavené velikosti axiálního zdvihu pracovních válců (14 mm, 8 mm a 2 mm), aby bylo zjištěno maximální namáhání dané součásti a ložiska.

Výpočet ložisek šestičlenného mechanismu

V této kapitole bude představen postup výpočtu valivých a kluzných ložisek. Kompletní výpočty ložisek jsou v příloze B. [8]

Valivá ložiska

Základní trvanlivost valivých ložisek se počítá z maximálního zatížení pomocí vztahu:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \text{ [milióny otáček]} \quad (48)$$

Při konstantních otáčkách je vhodnější počítat trvanlivost v provozních hodinách podle vztahu:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} L_{10} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^p \text{ [provozních hodin]} \quad (49)$$

Radiální kluzná ložiska

U kluzného ložiska se otáčí čep hřídele v ložiskovém pouzdře a vlivem zatěžujících sil vzniká v místě dotyku čepu a pouzdra tlak, který nesmí překročit

dovolený přípustný plošný tlak. V konečné fázi se provedla kontrola na oteplení (pv faktor), neboli součin tlaku a obvodové rychlosti nesmí překročit danou mez. [8]

Kontrola otláčení ložisek.

$$p = \frac{F}{d \cdot l} \leq p_{DOV} \quad (50)$$

Kontrola oteplení ložisek

$$p \cdot v \leq (p \cdot v)_{DOV} \quad (51)$$

kde

Tabulka 4 Seznam zkratk symbolů výpočtu valivých ložisek [8]

L_{10}	Základní trvanlivost [milióny otáček]
L_{10h}	Základní trvanlivost [Provozní hodiny]
C	Základní dynamická únosnost ložiska [kN]
P	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska [kN]
n	Otáčky [1/min]
p	Exponent rovnice trvanlivost = 3 pro ložiska s bodovým stykem (kuličková) = 10/3 pro ložiska s čárovým stykem
p	Tlak v uložení [Pa]
F	Síla působící na čep [N]
d	Průměr čepu [m]
l	Axiální délka ložiska [m]
v	Kluzná rychlost [m/s]
p_{DOV}	Přípustné zatížení [MPa]
$(p \cdot v)_{DOV}$	Maximální pv faktor [MPa. m/s]

Dle výpočtů základní trvanlivosti kluzných a valivých ložisek (příloha B), je dokázáno, že všechna ložiska volená v ústrojí vyhovují.

Pevnostní výpočet šroubové vazby

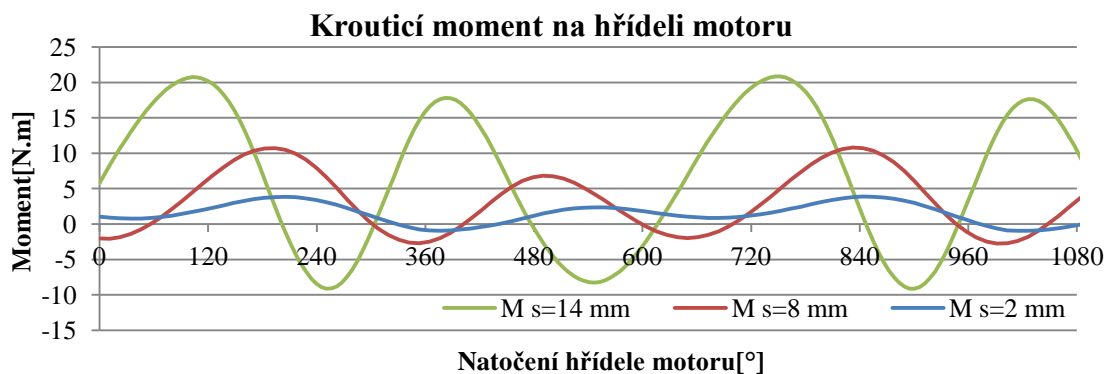
Při zasouvání, nebo vysouvání pracovního válce z pomocné šroubové vazby, dochází ke změně otáček pracovních válců, čímž vzniká krouticí moment zatěžující vnitřní drážky šroubové vazby. Kluzný náboj byl navrhnut z ložiskového bronzu (ČSN 42 3123 - CuSn 12) s maximálním dovoleným kontaktním tlakem $p_{max} = 12 \text{ MPa}$ a optimální smykovou rychlostí $v \leq 6 \text{ m/s}$. [7] Výpočet byl proveden na otláčení a dále zda nebyla překročena maximální posuvná rychlost. Dle výpočtů, které jsou uvedeny v příloze B, šroubová vazba z hlediska pevnosti a smykové rychlosti vyhovuje.

4.6.2 Návrh pohonů

Mechanické řešení plstícího ústrojí obsahuje dva asynchronní motory. Jeden pro axiální zdvih pracovních válců a druhý pro jejich rotaci.

Asynchronní motor pro zdvih pracovních válců

Asynchronní motor je přes řemenový převod s převodovým poměrem ($i = 1,8$) napojen na zařízení pro změnu axiálního zdvihu. S využitím SW Creo Mechanism lze zjistit potřebný hnací moment na hřídeli motoru, od kterého lze navrhnout asynchronní motor. Průběh hnacího momentu v závislosti na natočení hřídele motoru pro tři různé velikosti zdvihu pracovních válců (14 mm, 8 mm, 2mm) je zobrazen v grafu 11.



Graf 11 Průběh krouticího momentu na motoru

Graf 11 znázorňuje průběh krouticího momentu na hřídeli motoru v závislosti na jeho natočení. Podle maximálního momentu ($M = 20,83 \text{ N.m}$) a otáček (950 ot/min) byl zvolen asynchronní motor Siemens 1LE1001_1cc02-2aa4. Dle technických parametrů (tabulka 5) asynchronní motor vyhovuje.

Tabulka 5 Technické parametry asynchronního motoru 1LE1001_1cc02 [9]

Výkon	3 kW
Otáčky	950 ot/min
Krouticí moment	30 N.m

Asynchronní motor pro rotační pohyb pracovních válců

Asynchronní motor je přes řemenový převod ($i = 1,27$) napojen na šnekovou převodovku ($i = 15$), která pohání spodní pracovní válec. Šneková převodovka není samosvorná. S využitím SW Creo Mechanism byl vypočítán krouticí moment na hřídeli servomotoru. Maximální krouticí moment na hřídeli motoru je $2,4 \text{ N.m}$ s otáčkami 2890 ot/min. Podle vypočítaného krouticího momentu byl zvolen asynchronní motor Siemens 1LA7106-2aa10. Dle technických parametrů (tabulka 6) asynchronní motor vyhovuje.

Tabulka 6 Technické parametry asynchronního motoru 1LA7106-2aa10 [9]

Výkon	3 kW
Otáčky	2890 ot/min
Krouticí moment	9,9 N.m

5 Řešení základního plstícího ústrojí mechatronicky

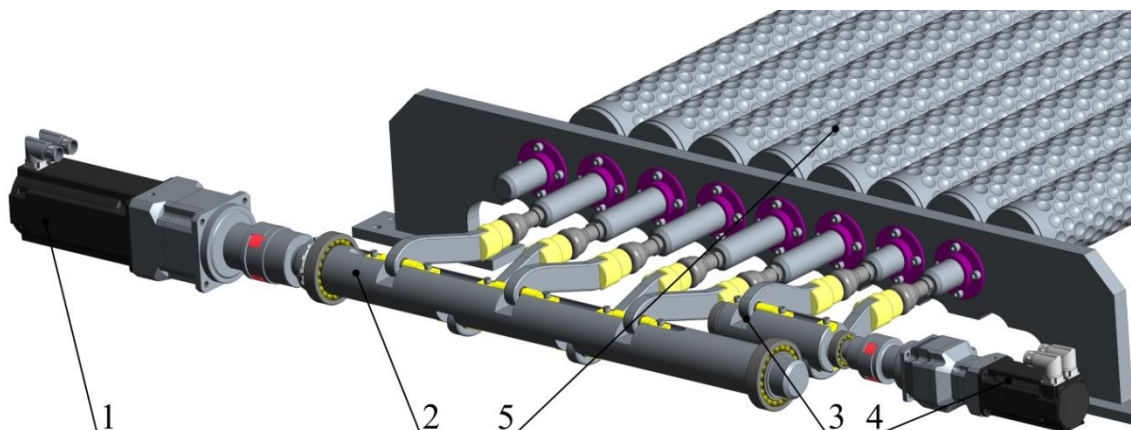
Mechatronické řešení plstícího ústrojí má snahu nahradit jednotlivé mechanismy servomotory tak, aby se zjednodušila konstrukce a ústrojí mohlo, pokud je to možné, být variabilnější. Servomotor je regulační pohon sestávající z elektrického motoru, napájecího výkonového měniče a řídicích a regulačních obvodů. Zatímco běžný elektrický pohon pracuje v otevřené smyčce, tj. bez zpětné vazby, servomotor je vždy zapojen v uzavřené regulační smyčce se zpětnou rychlostní a většinou i polohovou vazbou. Hlavní vlastnosti rotačních servomotorů jsou nominální a maximální otáčky, efektivní a maximální krouticí moment a moment setrvačnosti rotoru. Dimenzování servomotorů vychází z výpočtu statických a dynamických momentů a jeho cílem je určit správnou velikost servomotorů, případně dané převodovky a k nim příslušné výkonové měniče [10]. Firem, nabízejících servomotory je velké množství, ale ne všechny nabízejí servomotory do prostředí s výpary kyseliny sírové. Ze všech firem, které na českém trhu působí v oblasti servomotorů, byla vybrána firma Kollmorgen, která nabízí omyvatelné servomotory odolné v kyselých a zásaditých prostředí s hodnotou pH 2-12. Další firma, která na českém trhu nabízí takto odolné servomotory, je firma Harmonic Drive. Tato firma bohužel nemá odolné motory v katalogové nabídce, ale pouze na objednání provádí dodatečné úpravy konstrukce a těsnění tak, aby motor vydržel náročné podmínky. Cena pohonů firmy Harmonic Drive a jejich úprav je relativně vysoká a překračuje cenu servomotorů firmy Kollmorgen.

5.1 Nahrazení mechanismů základního plstícího ústrojí servomotory

Jelikož základní plstící ústrojí, řešené mechanickým způsobem v předešlé části diplomové práce, není příliš nastavitelné, jeví se využití servomotorů ideální pro zdokonalení technologie valchování na víceválcových strojích. U mechanicky řešeného ústrojí lze měnit axiální zdvih pracovních válců, od kterého se odvíjí nekonstantní otáčky pracovních válců a rychlost otáčení spodních pracovních válců. Náhradou KVM a šroubové vazby u horních pracovních válců servomotory lze měnit rychlosti otáčení horních pracovních válců a velikost zdvihu pracovních válců.

5.1.1 Nahrazení klikovahadlového a klikového mechanismu servomotory

Nahrazení celého šestičlenného mechanismu a klikového mechanismu horních pracovních válců tak, aby se každý válec mohl samostatně axiálně pohybovat, by reprezentovalo sedm přímých servomotorů, nebo sedm rotačních servomotorů s mechanismem transformujícím rotační pohyb na přímočarý. Tato varianta by byla velmi nákladná a z hlediska konstrukce a programování složitá. Jako jednodušší se nabízí odstranit pouze KVM a ponechat dva KM. Na obrázku 43 lze vidět nahrazení KVM servomotorem s planetovou převodovkou 1, který je napojen přímo na KM prvních pěti pracovních válců 2, a druhý KM 3 se servomotorem a planetovou převodovkou 4, který je založen na stejném principu, jen ve variantě pro dva pracovní válce 5.



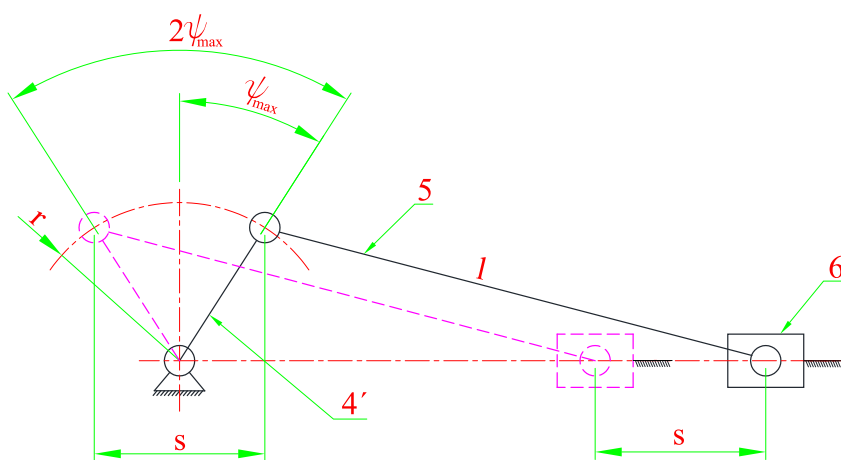
Obr. 43 Nahrazení KVM servomotory

Dimenzování servomotorů pro rozkmit pracovních válců.

Při návrhu servomotoru je nutné znát momenty setrvačnosti pohybujících se objektů, předepsané zrychlení a celkový pracovní režim, ve kterém bude servomotor pracovat. Od těchto hodnot se odvíjí parametry servomotorů a převodovek.

Axiální pohyb pracovních válců

Na obrázku 44 je zobrazeno schéma KM ve dvou krajních polohách. Úkolem je zjistit maximální úhel natočení $2\psi_{max}$, který posune pracovní válec o $s = 14 \text{ mm}$.



Obr. 44 Syntéza KM servomotoru

Z obrázku 44 vyplývá:

$$\sin \psi_{max} = \frac{s}{2r} \Rightarrow \psi_{max} = \sin^{-1} \left(\frac{s}{2r} \right) = 12,8624^\circ \quad (52)$$

Z rovnice (52) vyplývá, že maximální úhel výkyvu kliky pro dosažení zdvihu $s = 14 \text{ mm}$ je $2\psi_{max} = 2 \cdot 12,8624 = 25,725^\circ$. Pro servomotor a převodovku je vhodné, pokud zrychlení soustavy roste a klesá plynule, proto je vhodné nastavit pracovní zdvih jako harmonickou funkci závislou na čase. Úhlové natočení lze tedy popsat rovnicí:

$$\psi = 12,8624 \sin(\omega \cdot t) = 12,8624 \cdot \sin\left(\frac{2\pi n t}{60}\right) \quad (53)$$

Pro návrh servomotoru je nutné vypočítat maximální otáčky kliky, od kterých se odvíjí návrh servomotoru a převodovky s určitým převodovým poměrem. Úhlová rychlost je první derivace rovnice (53), ze kterých vycházejí otáčky.

$$\frac{d\psi}{dt} = \dot{\psi} = 12,8624 \cdot \left(\frac{2\pi n}{60}\right) \cos\left(\frac{2\pi n t}{60}\right) \quad (54)$$

Druhá derivace rovnice (53) podle času, je úhlové zrychlení klikové hřídele vhodné pro výpočet hnacího momentu.

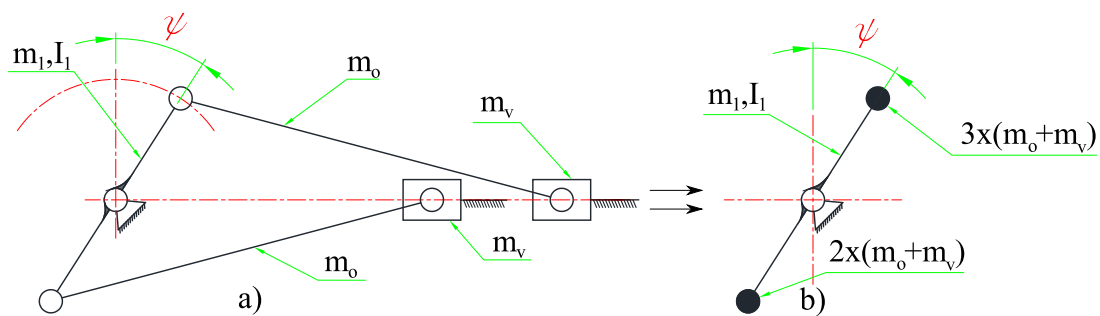
$$\frac{d^2\psi}{dt^2} = \ddot{\psi} = -12,8624 \cdot \left(\frac{2\pi n}{60}\right)^2 \sin\left(\frac{2\pi n t}{60}\right) \quad (55)$$

Maximální otáčky kliky jsou když $\ddot{\psi} = 0$, $t = 0$, $\dot{\psi}_{max} = 713,9^\circ/s$, $n_{max} = 118,9^{ot}/min$

Návrh pohonu pro rozkmit prvních pěti pracovních válců

Moment setrvačnosti klikového mechanismu s pěti pracovními válci

Moment setrvačnosti klikového mechanismu se při změně polohy kliky mění. Proto při konstantním zrychlení nebude konstantní kroutivý moment na hřídeli servomotoru. Navíc na ložiskové uložení pracovních válců, ojnic a hlavní klikové hřídele působí třecí síly a dochází tak k navyšování krouticího momentu na hřídeli motoru, čímž se analytické řešení momentu setrvačnosti ztěžuje. Proto bude klikový mechanismus nahrazen zjednodušenou soustavou hmotných bodů, které se otáčejí kolem jedné osy rotace a poté zjištění odchylky krouticího momentu zjednodušeného řešení od numerického řešení pomocí SW Creo Mechanism.



Obr. 45 Zjednodušený moment setrvačnosti klikového mechanismu

Princip zjednodušení (obr. 45) spočívá v tom, že hmotnosti pracovního válce m_v a ojnice klikového mechanismu m_o se přesunou do uložení ojnice v klikové hřídeli. Celkový moment setrvačnosti soustavy hmotných bodů I_z lze napsat:

$$I_z = I_1 + 3 \cdot I_2 + 2 \cdot I_3 \quad (56)$$

Moment setrvačnosti hlavní klikové hřídele vypočítané v SW Creo Parametric 2.0

$$I_1 = 0,01237 \text{ kg.m}^2 \quad (57)$$

Moment setrvačnosti hmotného bodu, který se nachází na poloměru r

$$I_2 = I_3 = m \cdot r^2 = (m_o + m_v) \cdot r^2 = (1,7 + 13,4) \cdot 0,03145^2 = 0,015 \text{ kg.m}^2 \quad (58)$$

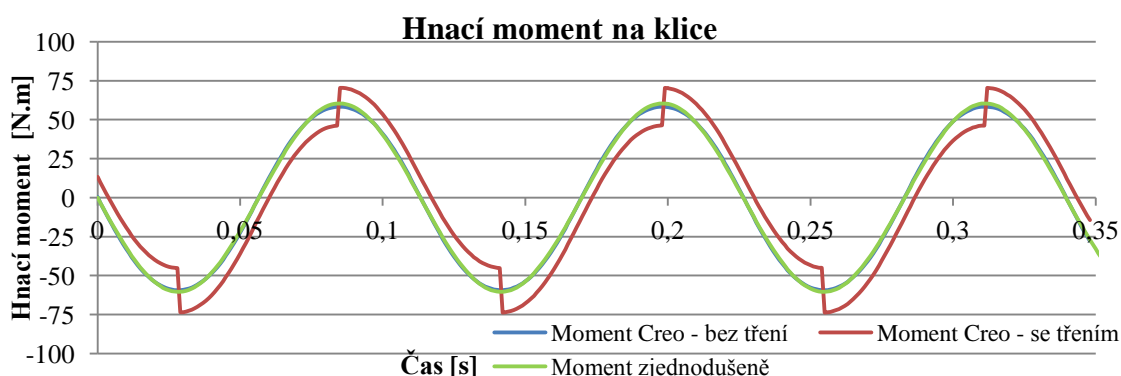
Celkový moment setrvačnosti zjednodušeného KM I_z

$$I_z = I_1 + 3 \cdot I_2 + 2 \cdot I_3 = 5 \cdot 0,015 + 0,01237 = 0,0874 \text{ kg.m}^2 \quad (59)$$

Pokud je znám moment setrvačnosti a pohybová funkce natočení klikové hřídele, lze vypočítat krouticí moment, který je na klikové hřídeli pomocí vzorce.

$$M = I_z \cdot \ddot{\psi} \quad (60)$$

V prostředí Creo Mechanism lze zadat na klikovou hřídel průběh polohy, rychlosti, nebo zrychlení a zjistit tak potřebný hnací moment a odchylku od vypočítané hodnoty. Výhodou prostředí Creo Mechanism je zahrnutí tření (smykového a čepového) do uložení. Zahrnutím třecích složek do výpočtu se také změní krouticí moment na hřídeli. Porovnání hnacích momentů zjištěných různými postupy je znázorněno v grafu 12.



Graf 12 Vliv třecích sil na hnací moment

Z grafu 12 je patrné, že nahrazením sestavy s nekonstantním momentem setrvačnosti sestavou zjednodušenou není dopuštěno velké chyby. Krouticí momenty se téměř v celém průběhu překrývají. Větší význam má v sestavě tření. Jeho vlivem dochází ke skokovým změnám krouticího momentu. Důležitou roli v návrhu servomotoru nemá takový vliv průběh momentu v závislosti na čase, ale jeho efektivní hodnota a maximální hodnota. Proto jsou vypočítány efektivní hodnoty momentů různých způsobů výpočtů a zjištěny vlivy tření a výpočtového zjednodušení na efektivní hodnotě hnacích momentů. Výpočet efektivní hodnoty momentu vychází z rovnice [11]

$$M_{ef} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T M_{(t)}^2 dt} \quad (61)$$

Výpočet efektivního momentu zjednodušené soustavy hmotných bodů lze získat dosazením rovnice (60) do rovnice (61).

$$M_{ef} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T (I \cdot \ddot{\psi})^2 dt} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T I_z^2 \left[12,86 \cdot \left(\frac{2\pi n}{60} \right)^2 \cdot \sin \left(\frac{2\pi n}{60} \right) \right]^2 dt} \quad (62)$$

Tímto způsobem lze počítat pouze průběhy dané funkcí. Průběhy, které vychází ze SW Creo Mechanism, nejsou popsány funkcí, proto bylo využito SW MatLab pro spočítání efektivní hodnoty průběhu momentů nepopsaných rovnicemi. Zdrojový kód výpočtu efektivních momentů je v příloze C.

Tabulka 7 Vliv způsobu výpočtu na velikost efektivní hodnoty momentu

Typ výpočtu efektivní hodnoty momentu	Hodnota efektivního momentu [N.m]
Zjednodušený výpočet	42,74
SW Creo Mechanism bez tření	42,53
SW Creo Mechanism s třením	44,5

Tabulka 7 zobrazuje vliv velikosti efektivního hnacího momentu na způsobu výpočtu. Lze vidět, že rozdíl mezi zjednodušeným výpočtem a výpočtem ze SW Creo Mechanism bez tření je zanedbatelný a při působení tření se hodnota zvýší přibližně o 5 %. Proto při kontrole pohonu z hlediska efektivního momentu bude s tímto počítáno. Při změně smyslu otáčení hřídele dochází vlivem změny směru působení třecích sil ke skokovému nárůstu krouticího momentu. Maximální moment, který vypočítal SW Creo Mechanism je 73,6 N.m, zatímco bez tření SW vypočítal maximální hodnotu 59,4 N.m. Maximální (špičková) hodnota krouticího momentu vzroste vlivem tření o 13,3 N.m (23 %). I tento jev nesmí být při výpočtu zanedbán. Byl znám potřebný hnací moment sestavy a zjednodušený moment setrvačnosti soustavy, podle kterého byl předběžně zvolen servomotor s převodovkou.

Předběžná volba pohonu

Při návrhu servomotoru se vycházelo z efektivních hodnot krouticího momentu na výstupu z převodovky a maximálních výstupních otáček. Z katalogů výrobce servomotorů Kollmorgen a převodovek APEX byla předběžně zvolena kombinace, na které se provedl kontrolní výpočet.

Předběžná volba servomotoru

Byl zvolen servomotor firmy Kollmorgen - AKM 54G - 3x400V.

Tabulka 8 Parametry servomotoru Kollmorgen AKM 54G [12]

Jmenovité otáčky	1500 ot/min
Jmenovitý krouticí moment	12,9 N.m
Špičkový krouticí moment	38,0 N.m
Jmenovitý výkon	2,03 kW
Moment setrvačnosti rotoru I_m	12 kg.cm ²
Hmotnost	9,0 kg

Předběžná volba převodovky

Byla zvolena přímá planetová jednostupňová převodovka firmy APEX - AE120. Převodovka byla vybrána s ohledem na agresivní kyselé prostředí. Má nerezové

provedení a mazacím tukem pro celou dobu životnosti převodovky. Parametry planetové převodovky jsou zobrazeny v tabulce 9 [13].

Tabulka 9 Parametry planetové převodovky APEX AE120 [13]

Převodový poměr	10
Jmenovitý výstupní moment	230 N.m
Maximální akcelerační moment	414 N.m
Nouzový stop moment	690 N.m
Jmenovité vstupní otáčky	4000 ot/min
Maximální vstupní otáčky	8000 ot/min
Moment setrvačnosti $I_{př}$	2,57 kg.cm ²
Hmotnost	6,9 kg

Volba hřídelové spojky mezi výstupní hřídelí převodovky a klikovou hřídelí sestavy

Byla zvolena pružná spojka, která zajišťuje přenos krouticího momentu mezi dvěma hřídelemi, které mohou mít mezi sebou malou úhlovou odchylku. Spojka se skládá ze dvou hliníkových nábojů a pružného středu. Spojka je dodávána firmou TEA technik. Tabulka 10 zobrazuje parametry pružné spojky, ze kterých bylo usouzeno, že zvolená spojka z hlediska efektivního střídavého krouticího momentu vyhovuje.

Tabulka 10 Parametry pružné spojky GE-T 38-45_AL [14]

Nominální krouticí moment	325 N.m
Maximální krouticí moment	650 N.m
Střídavý krouticí moment	85 N.m
Moment setrvačnosti I_s	8,0 kg.cm ²
Hmotnost	1,07 kg

Výpočet redukovaného momentu setrvačnosti vztažený na výstup pohonu

Redukovaný moment setrvačnosti pohonu je celkový moment setrvačnosti na výstupní hřídeli převodovky I_A . Pro správné dynamické navržení pohonu musí platit vztah [15]:

$$I_z \leq 3 \cdot I_A \quad (63)$$

Redukovaný moment setrvačnosti vychází ze zákona zachování kinetické energie a rovnosti okamžitých výkonů servomotoru a převodovky [16]

$$\frac{1}{2} I_A \omega_v^2 = \frac{1}{2} I_m \omega_m^2 + \frac{1}{2} I_{př} \omega_m^2 \quad (64)$$

Vyjádřením I_A z rovnice (64) vychází celkový redukovaný moment setrvačnosti pohonu a porovnání s momentem setrvačnosti zátěže:

$$I_A = I_m \cdot i^2 + I_p \cdot i^2 = (12 \cdot 10^2 + 2,57 \cdot 10^2) \cdot 10^{-4} = 0,1457 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (65)$$

$$I_z < 3 \cdot I_A = 0,0874 < 3 \cdot 0,1457 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (66)$$

Pohon z hlediska porovnání momentů setrvačnosti vyhovuje.

Efektivní hodnota krouticího momentu servomotoru

Pro zjištění krouticího momentu na hřídeli servomotoru je nutné vypočítat redukovaný moment setrvačnosti sestavy na hřídel servomotoru I_c

$$\frac{1}{2} I_c \omega_m^2 = \frac{1}{2} I_m \omega_m^2 + \frac{1}{2} I_p \omega_m^2 + \frac{1}{2} I_s \omega_v^2 + \frac{1}{2} I_L \omega_v^2 \quad (67)$$

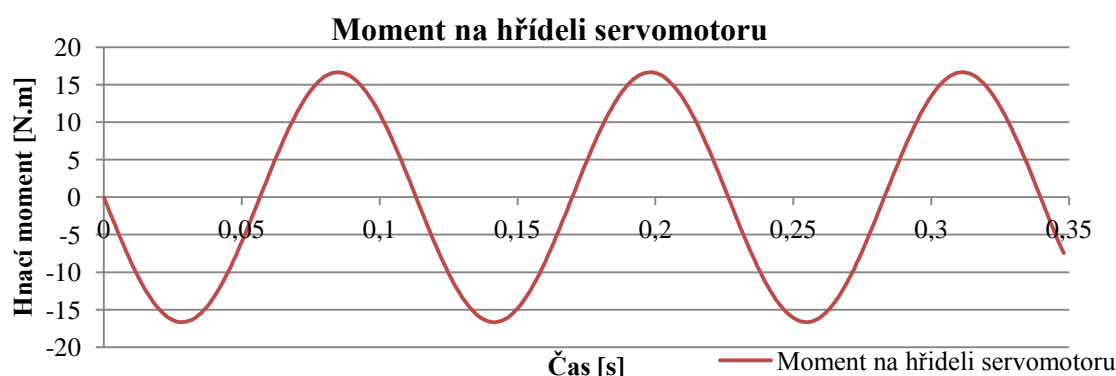
Z rovnice (67) vyjádřením I_c vyplývá moment setrvačnosti sestavy na hřídeli servomotoru.

$$I_c = I_m + I_{pr} + \frac{I_s}{i^2} + \frac{I_L}{i^2} = (12 + 2,57) \cdot 10^{-4} + \frac{8 \cdot 10^{-4}}{10^2} + \frac{0,0874}{10^2} \\ = 2,4 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (68)$$

Celkový krouticí moment na servomotoru $M_{(t)}$ vychází:

$$M_{(t)} = i \cdot I_c \cdot \ddot{\psi} = 10 \cdot 2,4 \cdot 10^{-3} \cdot -12,8624 \cdot \left(\frac{2\pi n}{60}\right)^2 \cdot \sin\left(\frac{2\pi n t}{60}\right) \quad (69)$$

Průběh hnacího momentu je znázorněn v grafu 13.



Graf 13 Moment na hřídeli servomotoru

Efektivní hodnota daného průběhu momentu je podle rovnice (61)

$$M_{ef} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T M_{(t)}^2 dt} = 11,79 \text{ N} \cdot \text{m} < 12,9 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (70)$$

Efektivní krouticí moment servomotoru a převodovky jsou vyšší, než krouticí moment nutný pro správný chod pracovních válců. Navíc servomotor má rezervu pro vliv tření v soustavě. Proto z tohoto hlediska servomotor Kollmorgen AKM 54G a převodovka APEX AE120 vyhovují.

Špičková hodnota krouticího momentu servomotoru

Krouticí moment vlivem třecích sil vzroste o $13,3 \text{ N} \cdot \text{m}$ (měřeno mezi převodovkou a klikou KM – graf 12). Tato skoková změna krouticího momentu nastává i mezi motorem a převodovkou. Velikost změny závisí na převodovém poměru dle vztahu:

$$\Delta M_{k2} = \frac{\Delta M_{k1}}{i} = \frac{13,3}{10} = 1,33 N.m \quad (71)$$

Maximální (špičkový) krouticí moment na motoru je součet maximální hodnoty průběhu krouticího momentu na motoru (graf 13) a změny krouticího momentu vlivem tření.

$$M_{max} = M_{(t)max} + \Delta M_{k2} = 17,01 + 1,33 = 18,34 N.m < 38 N.m \quad (72)$$

Špičkové krouticí momenty servomotoru a převodovky jsou vyšší, než maximální (špičkový) krouticí moment nutný pro správný chod pracovních válců. Proto z tohoto hlediska servomotor Kollmorgen AKM 54G, převodovka APEX AE120 vyhovují.

Výpočet průměrných výstupních otáček

Jelikož mají otáčky střídavý souměrný charakter, jsou průměrné otáčky rovny nule a tak z hlediska průměrných otáček servomotor a převodovka vyhovují.

Výpočet maximálních vstupních otáček

Maximální otáčky servomotoru vyplývají z rovnice (54), str. 60.

$$n_{max} = i \cdot \dot{\psi}_{max} \cdot \frac{60}{2\pi} = 10 \cdot 118,9 = 1189 \text{ ot/min} < 2250 \text{ ot/min} \quad (73)$$

Maximální otáčky KM jsou menší, než maximální otáčky servomotoru a převodovky, proto z hlediska maximálních vstupních otáček pohon vyhovuje.

Návrh pohonu pro rozkmit dvou výstupních pracovních válců

KM pro rozkmit dvou výstupních pracovních válců je principiálně totožný s KM pěti pracovních válců, jen výstupní válce jsou dva místo pěti. Proto návrh servomotoru KM je přibližně stejný. Dle výpočtů uvedených v příloze D byl zvolen servomotor Kollmorgen AKM 32D 3x400V s převodovkou APEX AF075 s převodovým poměrem $i = 25$.

5.1.2 Nahrazení šroubové vazby servomotorem

Šroubová vazba použitá v mechanické variantě byla nejsložitějším článkem celé sestavy, proto nahrazením servomotorem lze zjednodušit konstrukční řešení. Další výhodou nahrazení je možnost libovolné regulace otáček každého pracovního válce zvlášť, což ve variantě řešené mechanicky není možné. Nahrazení bylo provedeno pro sedm horních pracovních válců, které mají nekonstantní otáčky. První (naváděcí) pracovní válec s konstantními otáčkami nebyl nahrazen servomotorem, ale rotačně poháněn od spodních pracovních válců.

Dimenzování servomotorů pro rotaci horních pracovních válců

Horní pracovní válce rotují s nekonstantními otáčkami (graf 2, graf 3, str. 29), tím vzniká rozběhový a brzdový moment na hřídeli servomotoru. Pracovní válce

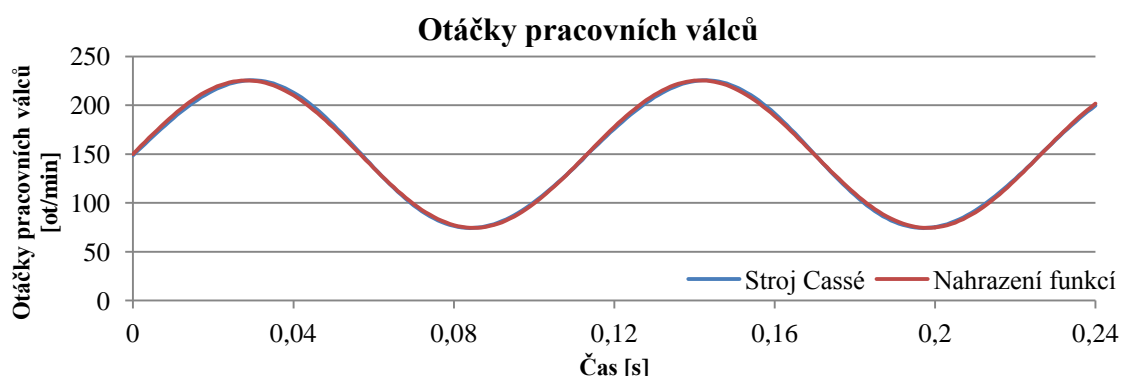
jsou uloženy ve dvou kluzných ložiscích, které umožňují axiální posuv a rotaci. Je zřejmé, že při působení sil na válec (gravitační síly a síly od plstěnce) vzniká v uložení smykové a čepové tření. Proto při rotačním pohybu pracovních válců bylo počítáno s brzdícím momentem, který vznikl čepovým třením od dvou kluzných uložení na každém válci.

Rotační pohyb pracovních válců

Graf 3 (str. 29) ukazuje průběhy otáček pracovních válců. Průběh otáček pracovního válce byl opět nahrazen harmonickou funkcí sinus se stejnou frekvencí a amplitudou, protože z hlediska dynamiky nevznikají žádné skokové změny zrychlení, ale roste a klesá plynule.

$$\dot{\chi} = \frac{16,32 \cdot \pi}{2 \cdot 180} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \right) \cdot \sin \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot t}{60} \right) + \dot{\chi}_k \quad (74)$$

Rovnice (74) nahrazuje průběh úhlové rychlosti pracovního válce ve šroubové vazbě stroje Cassé, pokud by vazba byla bezvúlová. Derivace rovnice (74) udává úhlovou rychlost, ze které byly získány otáčky pracovních válců. Porovnání mezi průběhem otáček pracovního válce ve šroubové vazbě stroje Cassé a průběhem otáček nahrazené funkcí je zobrazeno v grafu 14.



Graf 14 Porovnání otáček pracovních válců

Z grafu 14 je patrné, že rozdíl mezi otáčkami horních pracovních válců na stroji Cassé (bez vůlí) a otáčkami pracovních válců nahrazené funkcí sinus je zanedbatelný. Proto při výpočtech hnacích momentů bylo počítáno s nahrazeným průběhem rychlosti a zrychlení. Z důvodu optimalizace pracovního procesu, byla zvýšena amplituda nekonstantní složky otáček přibližně na dvojnásobek oproti bezvúlovému chodu stroje Cassé. Průběh otáček tedy má tvar:

$$\dot{\chi} = \frac{32 \cdot \pi}{2 \cdot 180} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \sin \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot t}{60} \right) + \dot{\chi}_k \quad (75)$$

Maximální a minimální otáčky horních pracovních válců vychází z rovnice (75).
 $n_{max} = 298 \text{ }^{ot}/_{min}$, $n_{min} = 2 \text{ }^{ot}/_{min}$

Návrh pohonu pro rotační pohyb horních pracovních válců

Moment setrvačnosti horních pracovních válců

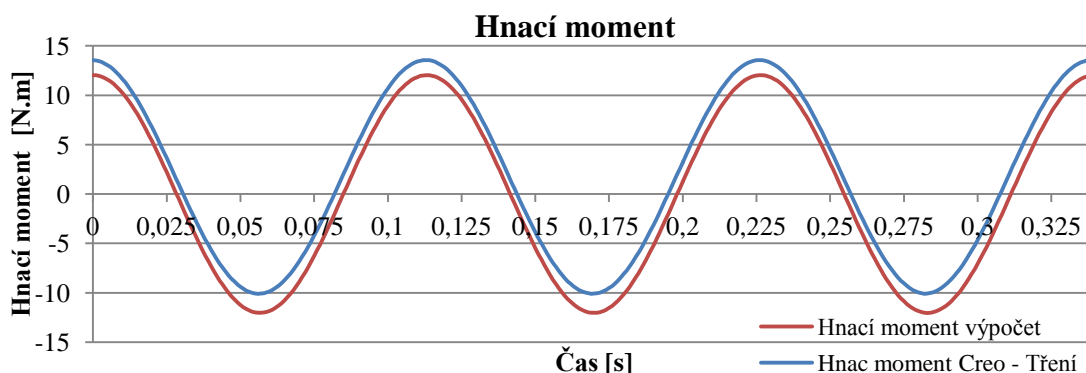
Moment setrvačnosti pracovního válce zjištěný SW Creo Parametric 2.0

$$I_{hv} = 1,4 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (76)$$

Derivace rovnice (76) je úhlové zrychlení pracovních válců, pomocí kterého lze spočítat potřebný hnací moment.

$$M = I_{hv} \cdot \ddot{\chi} = I_{hv} \cdot \frac{32 \cdot \pi}{2 \cdot 180} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \right)^2 \cdot \cos \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot t}{60} \right) \quad (77)$$

Porovnání hnacího momentu vypočítaného rovnicí (77) a numerickou simulací v SW Creo Mechanism je zobrazeno v grafu 15.



Graf 15 Průběh hnacího momentu horních pracovních válců

V tabulce 11 jsou zobrazeny efektivní hodnoty krouticích momentů, ze kterých bylo usouzeno, že vliv tření na efektivní hodnotu krouticích momentů je zanedbatelný. Špičková hodnota krouticích momentů při působení tření je o 1,6 N.m (13 %) vyšší, než při analytickém výpočtu.

Tabulka 11 Vliv způsobu výpočtu na velikost efektivní hodnoty krouticích momentů

Typ výpočtu efektivní hodnoty momentu	Hodnota efektivního momentu [N.m]
Výpočet bez tření	8,47 N.m
SW Creo Mechanism s třením	8,52 N.m

Předběžná volba pohonu

Předběžná volba servomotoru

Byl zvolen servomotor firmy Kollmorgen - AKM 32D - 3x400V. Parametry servomotoru AKM 32D jsou zobrazeny v tabulce 12.

Tabulka 12 Parametry servomotoru Kollmorgen AKM 32D [12]

Jmenovité otáčky	5500 ot/min
Jmenovitý krouticí moment	1,65 N.m
Špičkový krouticí moment	7,1 N.m
Jmenovitý výkon	0,95 kW
Moment setrvačnosti rotoru I_m	0,59 kg.cm ²

Předběžná volba převodovky

Byla zvolena přímá planetová dvoustupňová převodovka firmy APEX - AF075 s převodovým poměrem $i = 15$.

Tabulka 13 Parametry planetové převodovky APEX AF075 $i=15$ [13]

Převodový poměr	15
Jmenovitý výstupní moment	130 N.m
Maximální akcelerační moment	234 N.m
Nouzový stop moment	390 N.m
Jmenovité vstupní otáčky	4000 ot/min
Maximální vstupní otáčky	8000 ot/min
Moment setrvačnosti $I_{př}$	0,13 kg.cm ²
Hmotnost	4,1 kg

Volba hřídelové spojky mezi výstupní hřídelí převodovky a horním pracovním válcem

Byla zvolena vlnovcová spojka od firmy STS coupling, která zajišťuje přenos krouticího momentu mezi dvěma hřídeli, které mohou mít mezi sebou malou úhlovou odchylku. Tabulka 10 zobrazuje parametry pružné spojky, ze kterých bylo usouzeno, že zvolená spojka z hlediska efektivního střídavého krouticího momentu byla zvolena správně.

Tabulka 14 Parametry vlnovcové spojky WK4 3074 [17]

Jmenovitý krouticí moment	30 N.m
Moment setrvačnosti I_s	0,1 kg.cm ²
Hmotnost	0,46 kg

Výpočet redukovaného momentu setrvačnosti vztažený na výstup pohonu

Princip výpočtů je stejný, jako v předchozích dvou případech, proto zde budou uvedeny pouze výsledky

$$I_A = I_m \cdot i^2 + I_{př} \cdot i^2 = (0,59 \cdot 15^2 + 0,13 \cdot 15^2) \cdot 10^{-4} = 0,0162 \text{ kg.m}^2 \quad (78)$$

$$I_z = (I_{hv} + I_s < 3 \cdot I_p = 0,0014 < 3 \cdot 0,0162 \quad (79)$$

Pohon z hlediska porovnání momentů setrvačnosti vyhovuje.

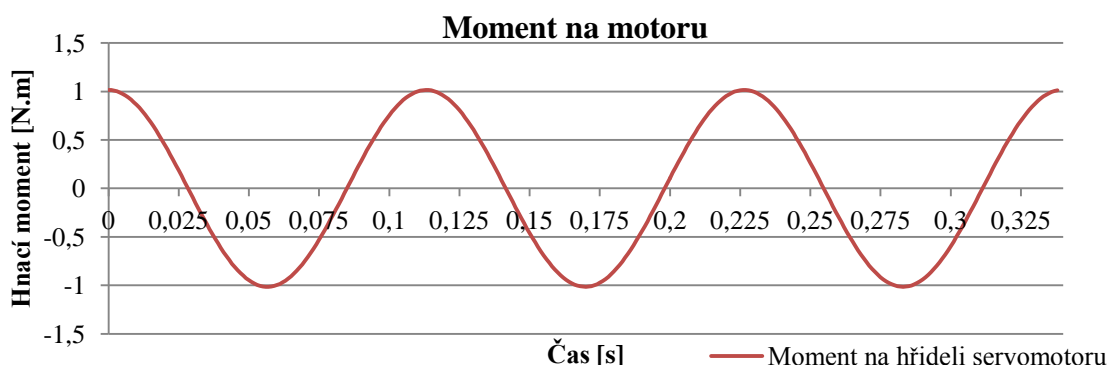
Efektivní hodnota krouticího momentu

Moment setrvačnosti sestavy na hřídeli servomotoru

$$I_s = I_m + I_{př} + \frac{I_s}{i^2} + \frac{I_L}{i^2} = (0,59 + 0,13) \cdot 10^{-4} + \frac{0,1 \cdot 10^{-4}}{15^2} + \frac{0,0014}{15^2} \\ = 7,8 \cdot 10^{-5} \text{ kg.m}^2 \quad (80)$$

$$M = i \cdot I_z \cdot \ddot{\chi} = 15 \cdot 7,8 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{32}{2} \cdot \left(\frac{2\pi n}{60}\right)^2 \cos\left(\frac{2\pi n t}{60}\right) \quad (81)$$

Průběh hnacího momentu na hřídeli servomotoru je znázorněn v grafu 16.



Graf 16 Průběh krouticího momentu na hřídeli servomotoru

Výpočet efektivní hodnoty krouticího momentu vychází ze vztahu

$$M_{ef} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T M_{(t)}^2 dt} = 0,714 \text{ N.m} \quad (82)$$

Efektivní krouticí moment servomotoru a převodovky jsou vyšší, než krouticí moment nutný pro správný chod pracovních válců. Proto z tohoto hlediska byl servomotor Kollmorgen AKM 32G s převodovkou APEX AF075 ($i = 15$) vybrán vhodně.

Špičková hodnota krouticího momentu

Špičková hodnota krouticího momentu bez vlivu tření vychází z grafu 16 a hodnota je $1,01 \text{ N.m}$. Tření zvedlo maximální hodnotu krouticího momentu zanedbatelně (13 %). Obvykle servomotory mají špičkový krouticí moment několikanásobně vyšší (3x a více), než efektivní krouticí moment. Proto i z hlediska špičkového krouticího momentu byly servomotor Kollmoren AKM 32D a převodovka APEX AF075 ($i = 15$) vybrány vhodně.

Výpočet průměrných výstupních otáček servomotoru

Otáčky horních pracovních válců vycházejí z rovnice (75) a jejich vykreslení je znázorněno v grafu 14 (str. 66). Střední hodnota je vlastně výška obdélníku, o stejné ploše, jako je plocha pod průběhem otáček pracovních válců. Pro střední hodnotu průběhu otáček tedy platí vztah [11].

$$\begin{aligned} n_{av} &= \frac{i}{T} \cdot \int_0^T n_{(t)} dt \\ &= \frac{15}{0,132} \int_0^{0,132} \frac{32 \cdot \pi}{2 \cdot 180} \cdot \frac{n}{60} \sin\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot 530 \cdot t}{60}\right) + 150 dt \\ &= 2250 \text{ ot/min} < 5500 \text{ ot/min} \end{aligned} \quad (83)$$

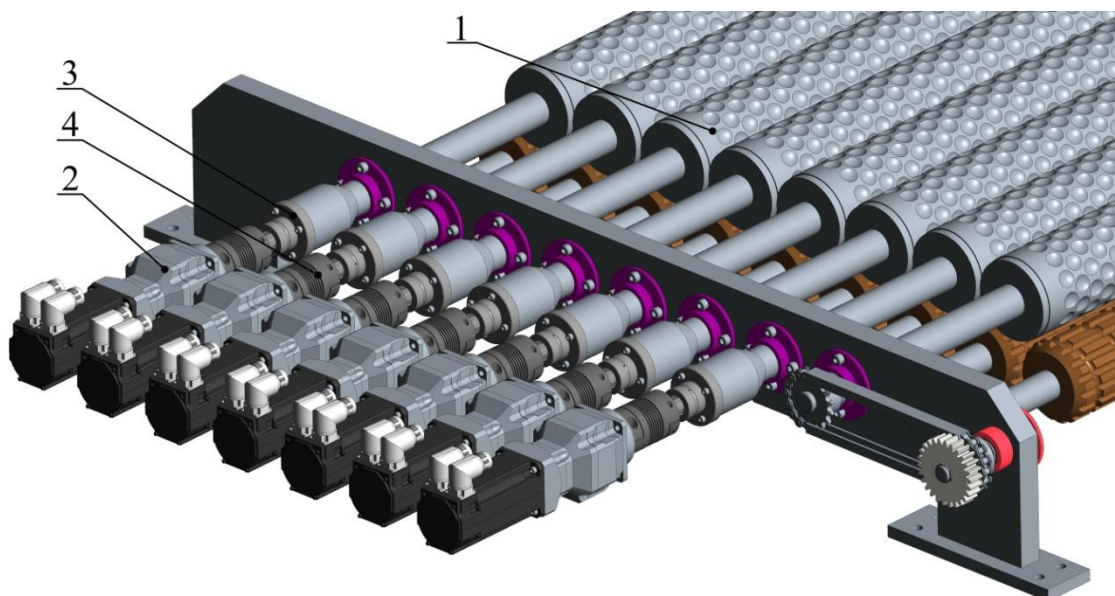
Požadované průměrné otáčky servomotoru jsou nižší, než dovolené. Proto lze usoudit, že servomotor byl vybrán vhodně.

Výpočet maximálních vstupních otáček

Maximální otáčky servomotoru:

$$n_{max} = i \cdot \dot{\psi}_{max} \cdot \frac{60}{2\pi} = 15 \cdot 150 = 2250 \text{ } ot/min < 6500 \text{ } ot/min \quad (84)$$

Maximální otáčky KM jsou menší, než maximální otáčky servomotoru a převodovky, proto z hlediska maximálních vstupních otáček pohon vyhovuje.

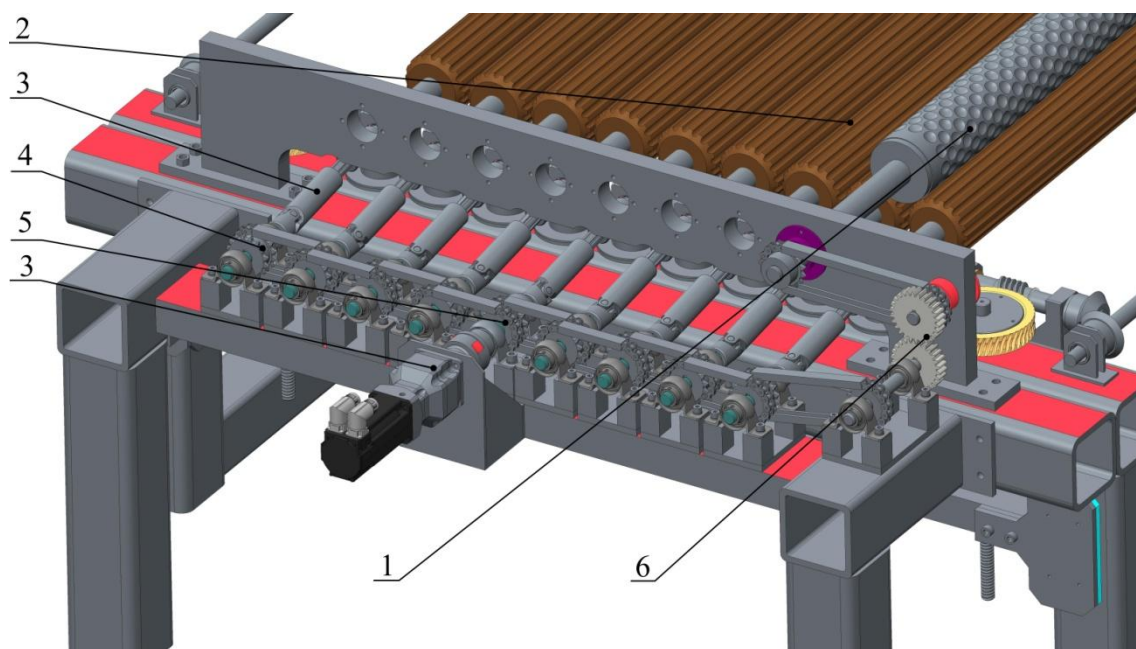


Obr. 46 Servomotory horních pracovních válců

Na obrázku 46 jsou zobrazeny horní pracovní válce 1 s napojenými pohony 2. Aby bylo umožněno rotačně pohánět pracovní válce a zároveň s nimi axiálně posouvat, jsou mezi pohony a pracovní válce vloženy speciální drážkované vodící hřídele s maticemi s kuličkovým vedením 3. Drážkované vodící hřídele jsou schopny přenášet krouticí moment během axiálního pohybu matice. Matice je pevně spojena s pracovním válcem prostřednictvím čtyř šroubů, se kterým se axiálně posouvá. Pro zajištění bezvůlového chodu a odolávání rázům jsou matice uloženy na drážkovaných hřídelích s malým předpětím [18]. Rotační vodící vedení THK-LBR25 je dodáváno firmou Hennlich. Spojení drážkované hřídele a výstupní hřídele převodovky servomotoru je prostřednictvím vlnovcové spojky 4, která umožňuje spojit dvě nesouosé hřídele. Dle informací od dodavatele drážkované hřídele vzniká při pohybu matice v drážkované hřídeli malá axiální síla, kterou vlnovcová spojka dokáže přenášet.

5.1.3 Pohon spodních pracovních válců

Spodní pracovní válce konají pouze rotační pohyb s konstantními otáčkami. Všechny spodní válce a vstupní horní válec jsou poháněny jedním servomotorem s planetovou převodovkou. Princip vzájemného propojení spodních pracovních válců je znázorněn na obrázku 47. Spodní pracovní válce 2 jsou přes kloubové hřídele 3 napojeny na hřídele s ozubenými řetězovými koly 4. Servomotor s planetovou převodovkou a pružnou spojkou 3 pohání hřídel s dvouřadým řetězovým kolem 5, od kterého jsou pomocí řetězových převodů hnány ostatní spodní pracovní válce. Horní vstupní pracovní válec 1 má opačný smysl otáčení, než spodní válce, proto je do převodu zařazeno ozubené soukolí 6, které mění smysl otáčení.



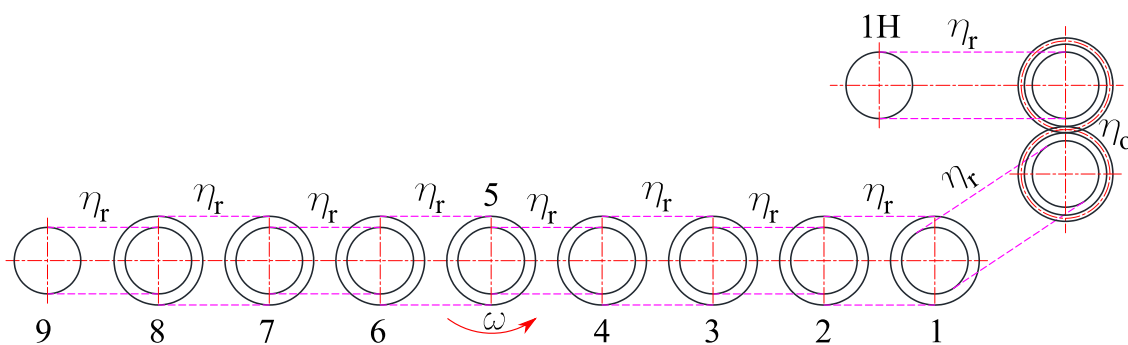
Obr. 47 Pohon spodních pracovních válců

Dimenzování servomotoru pro rotaci spodních pracovních válců

Na spodní pracovní válece působí čepové tření od naklápěcích kluzných ložisek a dynamický moment při rozběhu pracovních válců do provozních otáček. Jelikož provozní doba stroje bude v řádu hodin, nebude se rozběh pracovních válců (několik sekund) uvažovat při dimenzování servomotoru, protože efektivní hodnotu krouticího moment to změní jen minimálně.

Výpočet brzdného krouticího momentu od uložení pracovních válců

Brzdný krouticí moment vzniká čepovým třením v uložení spodních pracovních válců vlivem hmotnosti pracovních válců a sil působících od plstěnce. Dle výrobce naklápěcích kluzných ložisek SKF (radiální kloubová bezúdržbová ložiska GE-C) mají ložiska použitá pro uložení spodních pracovních válců maximální brzdný krouticí moment $0,4 \text{ N.m}$ [19]. Dále se musí počítat s účinností řetězových převodů a ozubeného soukolí. Účinnost řetězových převodů je při správné instalaci až $\eta_r = 98 \%$ a účinnost ozubených kol je také až $\eta_o = 98 \%$ [20].



Obr. 48 Schéma pohonu spodních pracovních válců

Na obrázku 48 je zobrazeno schéma pohonu spodních pracovních válců. Aby bylo možné použít řetěz menších rozměrů, je motor připojen na spodní válec 5.

od kterého jsou hnány ostatní spodní válce. Pokud bude uvažováno, že brzdící moment od kluzného ložiska je maximální výrobcem stanovený, hnací moment na výstupu z převodovky vychází:

$$M_{ef-p} = 4 \cdot M_{\xi} \left(\frac{1}{\eta_r^4} + \frac{1}{\eta_r^3} + \frac{1}{\eta_r^2} + \frac{1}{\eta_r} \right) + 2 \cdot M_{\xi} + \frac{2 \cdot M_{\xi}}{\eta_r^6 \cdot \eta_8} = 8,46 \text{ N.m} \quad (85)$$

Volba pohonu

Při návrhu pohonu spodních pracovních válců se neuvažuje s dynamickými účinky. Proto bylo možné zvolit servomotor s převodovkou dle katalogových listů. Efektivní moment na výstupu z převodovky je dán rovnicí (85).

Volba servomotoru

Byl zvolen servomotor firmy Kollmorgen - AKM 22C - 230V

Tabulka 15 Parametry servomotoru Kollmorgen AKM 22C [12]

Jmenovité otáčky	8000 ot/min
Jmenovitý krouticí moment	0,68 N.m
Špičkový krouticí moment	2,72 N.m
Jmenovitý výkon	0,57 kW
Moment setrvačnosti rotoru	0,16 kg.cm ²
Hmotnost	1,1 kg

Volba převodovky

Tabulka 16 Parametry planetové převodovky APEX AF042 i=25 [13]

Převodový poměr	25
Jmenovitý výstupní moment	22 N.m
Maximální akcelerační moment	39 N.m
Nouzový stop moment	66 N.m
Jmenovité vstupní otáčky	5000 ot/min
Maximální vstupní otáčky	10000 ot/min
Moment setrvačnosti	0,16 kg.cm ²
Hmotnost	1,1 kg

Byla zvolena přímá planetová dvoustupňová převodovka s převodovým poměrem $i = 15$ firmy APEX - AF042.

Volba hřídelové spojky

Byla zvolena pružná spojka GE-T 28-38 Al. Tabulka 17 zobrazuje parametry pružné spojky, ze kterých bylo usouzeno, že daná spojka z hlediska efektivního krouticího momentu byla vybrána vhodně.

Tabulka 17 Parametry pružné spojky GE-T 28-38 Al [14]

Nominální krouticí moment	160 N.m
Maximální krouticí moment	320 N.m
Střídavý krouticí moment	42 N.m
Moment setrvačnosti I_s	3,0 kg.cm ²
Hmotnost	1,07 kg

Redukovaný moment setrvačnosti pohonu a zátěže

Moment setrvačnosti spodních pracovních válců je získán ze SW Creo Parametric 2.0

$$I_{sv} = 1,18 \cdot 10^{-3} \text{ kg.m}^2 \quad (86)$$

Moment setrvačnosti zátěže vyplývá z obrázku 48. V soustavě je devět spodních pracovních válců (I_{sv}) a jeden horní pracovní válec (I_{hv}), které mají stejné pracovní otáčky. Z toho vyplývá moment setrvačnosti zátěže I_z

$$I_z = 9 \cdot I_{sv} + 1 \cdot I_{hv} = (9 \cdot 1,18 + 1 \cdot 1,4) \cdot 10^{-3} = 0,012 \text{ kg.m}^2 \quad (87)$$

Redukovaný moment setrvačnosti pohonu na výstup z převodovky I_A

$$I_A = I_m \cdot i^2 + I_{př} \cdot i^2 = (0,16 \cdot 25^2 + 0,16 \cdot 25^2) \cdot 10^{-4} = 0,02 \text{ kg.m}^2 \quad (88)$$

$$I_z < 3 \cdot I_p = 0,031 < 3 \cdot 0,02 \quad (89)$$

Navržený pohon z hlediska porovnání momentů setrvačnosti byl zvolen vhodně.

Výpočet krouticího momentu na hřídeli servomotoru

Bez dynamických momentů lze spočítat krouticí moment na hřídeli servomotoru rovnici:

$$M_{ef} = \frac{M_{ef-p}}{i} = \frac{8,46}{25} = 0,36 \text{ N.m} \quad (90)$$

Pohon z hlediska efektivního krouticího momentu byl vybrán vhodně.

Výpočet výstupních otáček

Otáčky spodních pracovních válců jsou $n_{sv} = 150 \text{ ot/min}$, z toho vyplývají otáčky servomotoru

$$n_m = i \cdot n_{sv} = 25 \cdot 150 = 3750 \text{ ot/min} < 5000 \text{ ot/min} \quad (91)$$

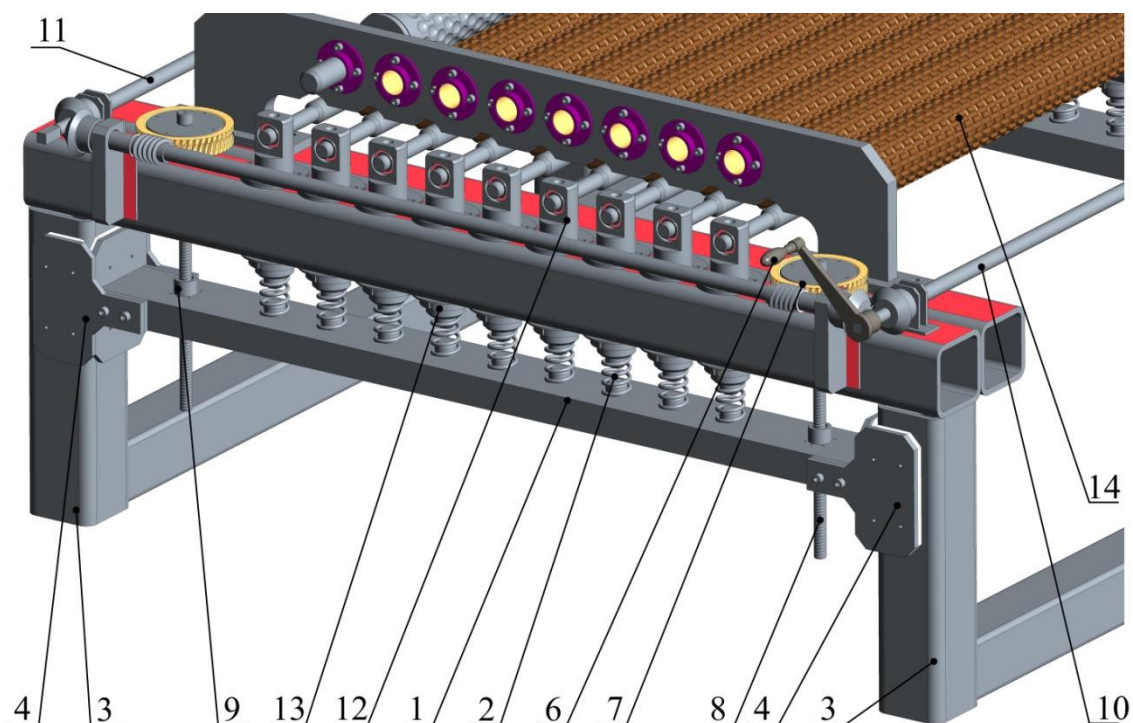
Otáčky servomotoru a vstupní otáčky převodovky jsou menší, než průměrné otáčky, proto z hlediska otáček byl pohon vybrán vhodně.

6 Řešení přítlaku spodních pracovních válců

V rešeršní části (kap. 2) byl popsán vliv tlaku pracovních válců na plstěnce. Při příliš velkém tlaku dochází k odírání povrchů polotovarů a naopak při malém přítlaku jsou polotovary mokré a doba valchování se prodlužuje. Proto u návrhu nového ústrojí plstícího stroje byla zahrnuta možnost měnit přítlak spodních pracovních válců na plstěnce, aby se zamezilo nepříznivým podmínkám. Bylo použito pružně uložených spodních pracovních válců na šroubovitě vinutých pružinách. Princip změny přítlaku pracovních válců na plstěnce byl řešen v obou variantách (mechanická a mechatronická) stejně.

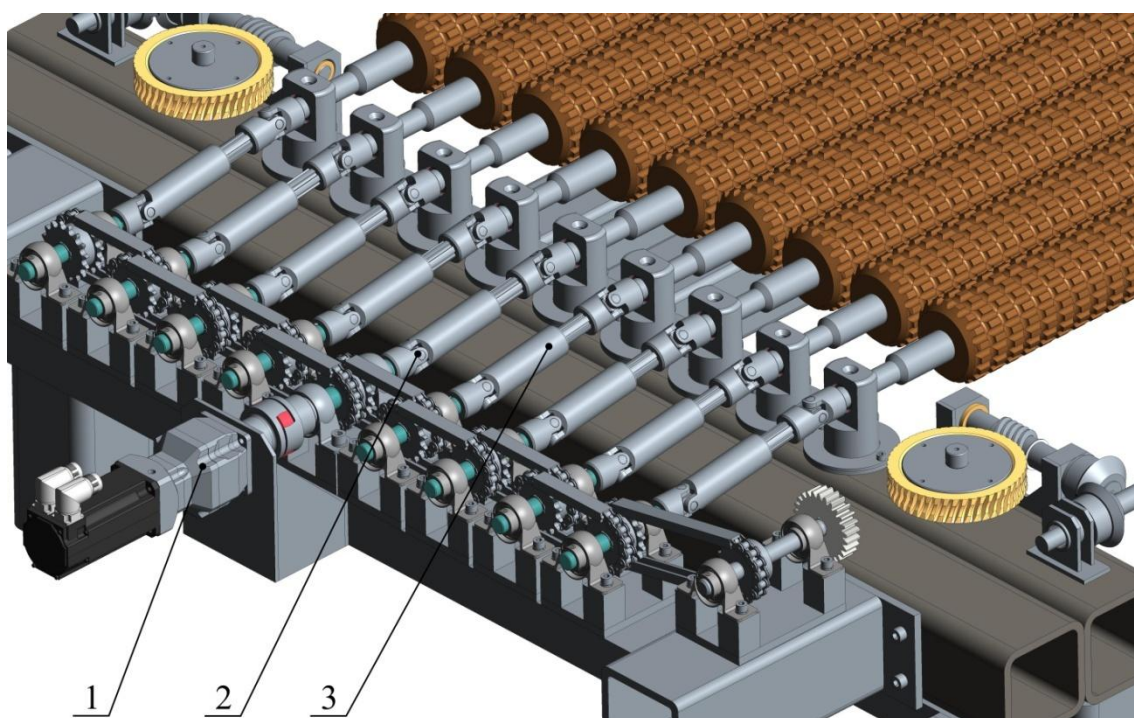
6.1 Návrh zdvihacího stolu se spodními pracovními válci

Na obrázku 49 je znázorněn model zdvihacího zařízení. Zařízení sestává z posuvné lavice s čepy 1, na kterých jsou nasazeny pružiny 2. Lavice je kluzně vedena na dvou dutých profilech 3 pomocí vedení 4 s kluzným materiálem Murtfeldt – Murflor. Tento materiál je vhodné použít v aplikacích, kde je vyžadována odolnost vůči chemikáliím až do teplot 200°C a zároveň má nízký koeficient statického a dynamického tření. [21]. Zdvihací lavice 1 jsou na obou stranách stroje. Pokud obsluha otáčí klikou 6, otáčí se také dva šnekové převody 7 s kuličkovými šrouby 8. Matice kuličkových šroubů 9 jsou uloženy v posuvné lavici a při otáčení kuličkového šroubu dochází ke zdvihání celé lavice s pružinami. Hřídele 10 a 11 přenášejí rotační pohyb i na druhou stranu stroje, kde také dochází k pohybu lavice s pružinami. V rámu jsou kluzně uložena uložení pracovních válců 12 s dorazy 13, které slouží k přesnému nastavení minimální vzdálenosti horních pracovních válců od válců spodních 14. Dorazy jsou snadno nastavitelné pomocí pojistných KM matic s pojistnými šrouby. Nastavení je možné od nulové vzdálenosti, kdy se pracovní válce o sebe otírají, až od maximální vzdálenosti 35 mm. Síla, která působí na plstěnce, závisí na tuhosti pružin a na jejich volné délce. Pružiny použité v sestavě mají volnou délku $L_0 = 85\text{ mm}$ s tuhostí $k = 18,43\text{ N/mm}$. Minimální délka pružiny $L_n = 31,1\text{ mm}$. Každý spodní válec je posazen na dvou pružinách. Vlastní vahou spodních válců (14 kg hmotnost válců + $2 \times 6\text{ kg}$ uložení) se pružiny stlačí o $y = 10\text{ mm}$. Proto na předepnutí pracovních válců zbývá délka $L = L_0 - y - L_n = 43,9\text{ mm}$. Z toho vyplývá, že maximální předepnutí spodních válců je $F_{max} = 2 \cdot k \cdot l = 1119\text{ N}$.



Obr. 49 Zdvihací zařízení spodních pracovních válců

Při průchodu plstěnce strojem kdy dochází k oddalování válců, musí být spodní válce neustále poháněny. To lze řešit několika druhy hřídelových spojek. Nejlepší řešení je spojit pohon s hřídelem kloubovou hřídelí s teleskopickým středním členem. Další spojky, které jsou schopny propojit nesouosé hřídele, jsou například vlnovcová, magnetická, nebo pružná. Žádná z nich ale nedokáže kompenzovat axiální nesouosost v desítkách milimetrů. Bohužel ani standardně vyráběné spojky Oldham nedokážou vyrovnávat tak velké nesouososti. Proto byla vybrána právě kloubová hřídel s teleskopickým středním členem. Na obrázku 50 je znázorněn pohon spodních válců servomotorem 1. Varianta se servomotory převádí krouticí moment na kloubové spojky 2 pomocí ozubených řetězů 3, zatímco varianta s mechanickým pohonem využívá ozubených soukolí. Přenos krouticího momentu spodních válců byl u obou navržených typů ústrojí realizován prostřednictvím kloubových spojek 2 s teleskopickým středním členem 3.



Obr. 50 Přenos krouticího momentu na spodní válce

7 Závěr

Cílem této práce byl rozbor problematiky plstícího stroje a návrh vhodného mechanismu pro pohon pracovních válců stroje. V řešební části byly popsány dosavadní mechanismy víceválcových plstících strojů a zhodnoceny jejich výhody a nevýhody. Bylo zjištěno, že nerezové válce z prolisy a pomocná šroubová vazba, která je obsažena ve stroji Cassé, jsou výhodné z hlediska energetického (lehké válce) a zároveň zkracují dobu plstění. Z toho důvodů byla při návrhu nových konstrukčních ústrojí tato vazba spolu s nerezovými válci využita.

Celkem byly v diplomové práci zpracovány čtyři návrhy pohonů. Po zhodnocení výhod a nevýhod jednotlivých návrhů se z důvodu nepřiliš vhodné konstrukce upustilo od dvou řešení. Zbylé dva návrhy byly podrobně zpracovány. U prvního řešení (mechanického) bylo v návrhu využito spřažení klikovahadlového a klikových mechanismů k realizaci axiálních zdvihů pracovních válců. Řešení využívá dva asynchronní motory pro axiální a rotační pohyby pracovních válců. V této variantě ústrojí byl využit princip přídavné šroubové vazby, která zajišťuje nekonstantní otáčky horních pracovních válců. Nekonstantní otáčky mají pozitivní vliv na dobu plstění. Výhodou mechanického řešení je provoz s minimální údržbou.

U dalšího řešení (mechatronického) byla provedena náhrada mechanismů servomotory. Tato varianta byla celkově zjednodušena oproti prvnímu řešení. Hlavní zjednodušení spočívá v použití servomotorů pro nahrazení klikovahadlového mechanismu, který umožňuje změnu axiálního zdvihu pracovních válců, spolu s přídavnou šroubovou vazbou. Nezanedbatelnou předností mechatronického řešení je možnost nezávislé regulace jednotlivých funkčních celků pomocí jednoduché změny parametrů řídicí jednotky a tím optimalizovat plstící proces. Jako nevýhodu lze považovat nutnost vyšších nároků na odolnost servomotorů a řízení vůči agresivnímu kyselému prostředí.

V prostředí Creo Parametric a Mechanism byly vytvořeny výpočtové modely. Následně na těchto modelech byly provedeny kinematické a dynamické analýzy, které byly využity při návrhu pohonů a výpočtu životnosti ložisek.

Pro obě varianty řešení byly navrženy ideové koncepty rámu, které nebyly předmětem zadání diplomové práce.

Obě varianty jsou ve své podstatě srovnatelné. Jedno z možných doporučení je realizace mechatronické varianty pro výrobu prototypu, na kterém bude provedena optimalizace parametrů plstícího procesu. Následně dle výsledků vyrobit stroj s vhodně nastavenými parametry pracovních pohybů mechanické varianty.

8 Literatura

- [1] - <http://www.gutenberg.org/files/17740/17740-h/17740-h.htm> (5. 5. 2015)
- [2] - <http://feltingforum.com/forums/needle-felting/13039-help-needle-felting-angora-rabbit-fibre.html> (5. 5. 2015)
- [3] - Příručka obsluhy valchovacích strojů - Valcha TONAK a.s.
- [4] - <http://www.zeno.org/Meyers-1905/I/Wm01638m> (5. 5. 2015)
- [5] - Příručka textilního odborníka - Svazek 2. Nakladatelství technické literatury SNTL - Praha 1981
- [6] – Charvát J., Mechanika II - Teorie mechanismů, Skripta VŠST, Liberec 1980
- [7] – Černoch, strojně technická příručka 13. vydání SNTL Nakladatelství technické literatury Praha 1977
- [8] – Moderní strojírenství pro školu a praxi – Josef Dillinger a kolektiv- Europa Sobotáles, 2007
- [9] – Katalog asynchronních motorů Siemens.
- [10] - Elektrické servopohony, prof. Ing. Jiří Skalický, CSc. Vysoké učení technické v Brně - Fakulta mechatroniky a komunikačních technologií
- [11] - Ing. T. Mičák, Ph.D, Ing V. Kolář: Elektrické obvody střídavého proudu (Učební text) [online] URL: <http://fei1.vsb.cz/kat420/vyuka/Bakalarske_FMMI/Prednasky/3_stob_sylab_bc_07.pdf>, 2007 (10.5.2015)
- [12] - Kollmorgen Motion Control and Drive Solution - Katalog výrobce servomotorů Kollmorgen
- [13] - APEX DYNAMICS Planetary Gearboxes - AE/AER series - Katalog výrobce planetových převodovek APEX
- [14] - Katalog pružných spojek Typ GE-T - Tea technik
- [15] – Katalog pohonů Harmonic Drive – Precision in Motion – 2003/2004
- [16] - Mechanika II (Dynamika) - doc. Ing. Jaroslav Charvát, CSc. - Vysoká škola strojní a textilní v Liberci -1982 číslo publikace - 55-821-81
- [17] - Online katalog vlnovcových spojek firmy StS Coupling - <http://www.stscoupling.de/uploads/media/pdf/wk-4h.pdf> (22.5.2015)

- [18] – Online katalog – Rotační vodící vedení Hennlich -
<https://www.hennlich.cz/produkty/linearni-vedeni-valiva-motory-a-pohony-drazkovane-vodici-hridele-rotacni-vodici-vedeni-3005/typ-ltrlr-a.html> (22.5.2015)
- [19] - <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/self-aligning-ball-bearings/index.html> (22.5.2015)
- [20] - Prof. Ing. Pěšík Lubomír, Csc. - Části strojů Díl 1 a 2. Liberec 2010
- [21] – Online katalog kluzných technických plastů Murtfeldt Murlfor (12.5.2015)
<http://www.murtfeldt.cz/produkty/materialy/materialy-high-performance/murflor/>

9 Seznam příloh

A.	Zdrojový kód výpočtu transformačního úhlu klikovahadlového mechanismu.	A-1
B.	Výpočet ložisek šestičlenného mechanismu	B-2
C.	Zdrojový kód výpočtu efektivní hodnoty krouticích momentů	C-10
D.	Návrh servomotoru klikového mechanismu	D-11
E.	Obsah CD	E-15
F.	Výkresová dokumentace	F-15

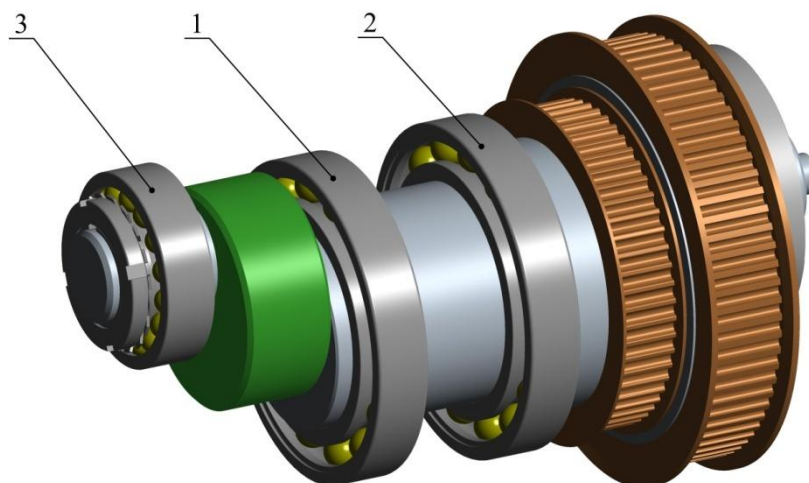
A. Zdrojový kód výpočtu transformačního úhlu klikovahadlového mechanismu

```
% Vliv parametru KVM na maximální odchylce
% od optimálního transformačního úhlu
clear; format long
% počáteční podmínky KVM mechanismu
ALFA= 11;ALFA=ALFA*pi/180;fi= 0:0.5:(4*pi);omega= 2*pi;
i=0;j=0; k=0;
% Oblast délkových rozměrů KVM, kterou bude program
procházet
a1=100; a2=300; b1=100; b2=300; emin =160; emax=190;
krok=1;
% Srdce programu
for e= emin:10:emax
    k=k+1; i=0;
    for a=a1:krok:a2;
        i=i+1; j=0;
        for b=b1:krok:b2
            j=j+1;
            % Výpočet zbývajících délkových rozměrů parametrů
            x= b-e*sin(ALFA);
            y= a- e*cos(ALFA);
            z=(b+e*sin(ALFA));
            d= ((x^2+y^2)^0.5 + (z^2+y^2)^0.5)/2;
            c=d-(x^2+y^2)^0.5;
            % výpočet transformačního úhlu a zjištění
            maximální odchylky
            g=c.*sin(fi);
            q=c.*cos(fi);
            f= ((b+q).^2+(a+g).^2).^0.5;
            Tau= acos((d.^2+e.^2-f.^2)./(2.*d.*e));
            TAU= (Tau*180/pi)-90;
            %zjištění maximální a minimální hodnoty
            transformačního úhlu
            TR_uhel(j,i)= max(abs(TAU));
        end
    end
end
%Vykreslení výsledků
a=a1:krok:a2;
b=b1:krok:b2;
figure(1000);
subplot(2,2,k)
surf(a,b,TR_uhel)
title(['Delka vahadla ',int2str(e),'mm'])
xlabel('Parametr a [mm]');ylabel('Parametr b [mm]');
zlabel('Transformacni uhel')
shading interp
end
```

B. Výpočet ložisek šestičlenného mechanismu

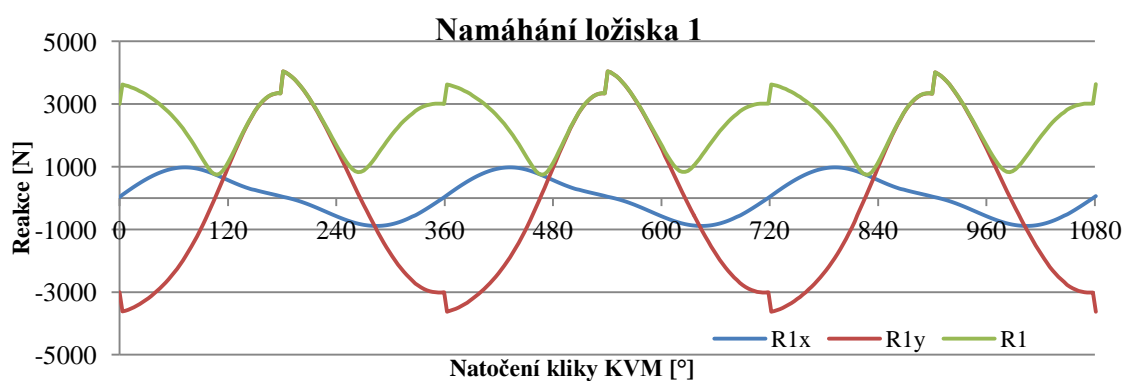
Uložení zařízení pro změnu axiálního zdvihu pracovních válců

Na obrázku 51 je zobrazeno zařízení pro změnu axiálního zdvihu pracovních válců s ložisky.

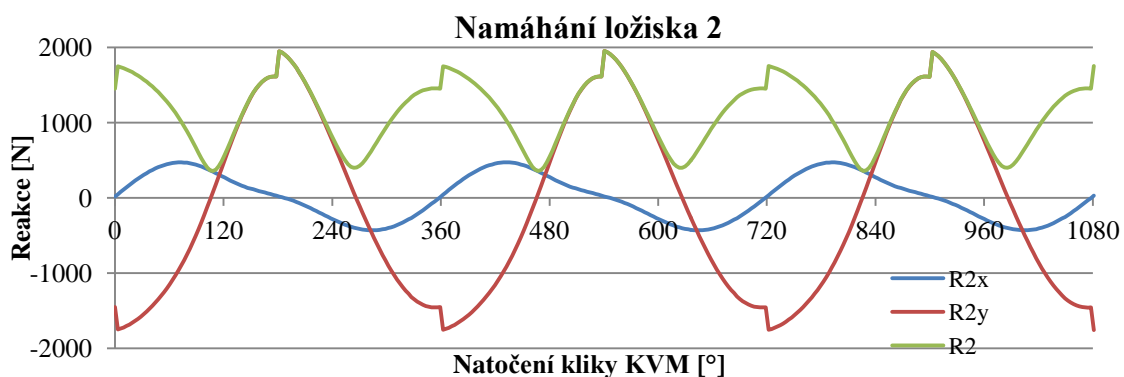


Obr. 51 Ložiska zařízení pro změnu axiálního zdvihu

Zařízení je uloženo na dvou ložiscích (1 a 2). Ložisko 3 je uloženo na čepu a v ojnici KVM, od které působí síly. Síly se přenáší do uložení (ložisko 1 a 2) a do rámu celého stroje. Síla, která působí od předpětí ozubeného řemene lze zanedbat, protože ozubené řemeny nepotřebují velké předpětí, které by ovlivňovalo životnost ložisek. Graf 17 a graf 18 znázorňují reakce v ložisku 1 a 2, které vznikly působením sil ojnice KVM ve směru x, y a jejich výsledná síla. Průběhy sil jsou, pokud je stroj nastaven na maximální zdvih, 14 mm.

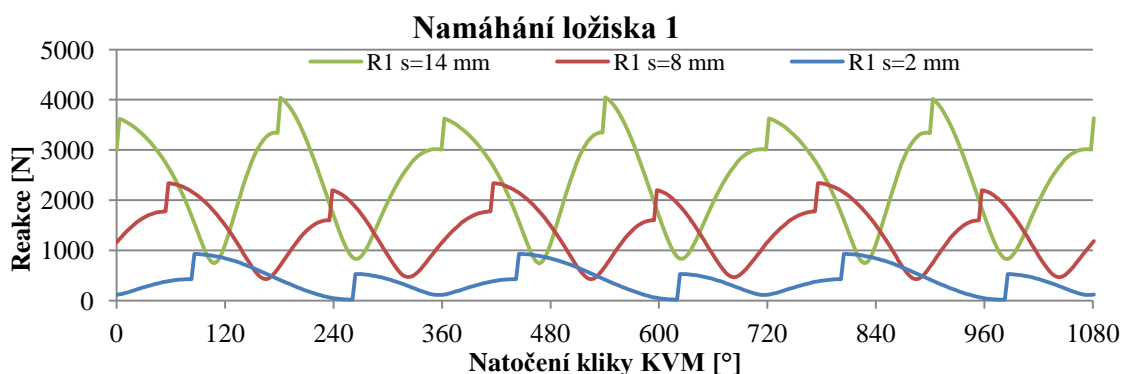


Graf 17 Zatížení ložiska 1 - zařízení pro změnu zdvihu válců

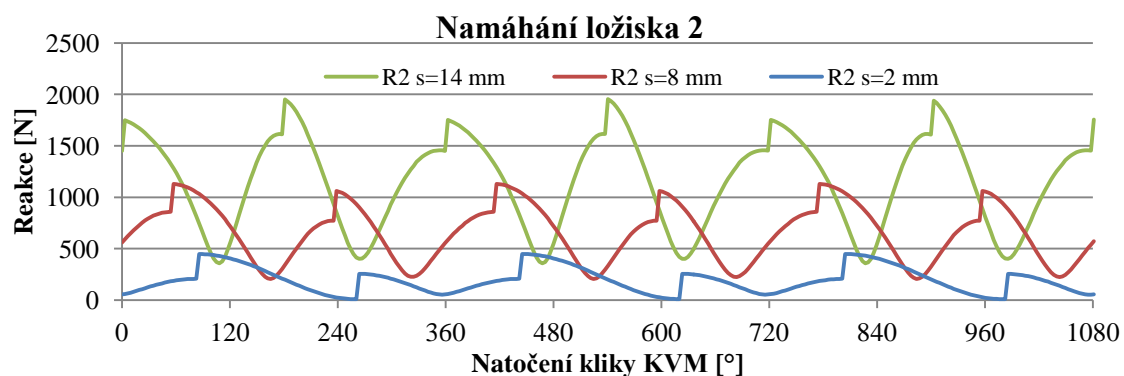


Graf 18 Zatížení ložiska 2 - zařízení pro změnu zdvihu válců

Pro výpočet životnosti ložisek je hlavním parametrem maximální působící síla. Proto v následujících grafech nebudou (pokud to není nutné) zobrazovány jednotlivé složky sil, které působí na ložiska, ale jen jejich výsledná síla. Graf 19 zobrazuje vliv délky kliky KVM na síle, která působí na ložiska zařízení pro změnu axiálního zdvihu pracovních válců.



Graf 19 Zatížení ložiska 1 v závislosti na velikosti axiálního zdvihu



Graf 20 Zatížení ložiska 2 v závislosti na velikosti axiálního zdvihu

Ložisko 1

Jednořadé kuličkové ložisko SKF 6018 - Dynamická únosnost $C = 60,5 \text{ kN}$, Statická únosnost $C_0 = 50 \text{ kN}$ Maximální otáčky 10000 ot/min

Dynamické zatížení vychází z grafu 19- $P = 4,05 \text{ kN}$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} L_{10} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^p = \frac{10^6}{60 * 530} \left(\frac{60,5}{4,05} \right)^3 = 104827 \text{ hod} \quad (92)$$

$$\cong 4367 \text{ dní nepřetržitého provozu}$$

Ložisko 2:

Jednořadé kuličkové ložisko SKF 61920 - Dynamická únosnost $C = 42,3 \text{ kN}$, Statická únosnost $C_0 = 41 \text{ kN}$ Maximální otáčky 6000 ot/min

Dynamické zatížení vychází z Graf 20- $P = 1,96 \text{ kN}$

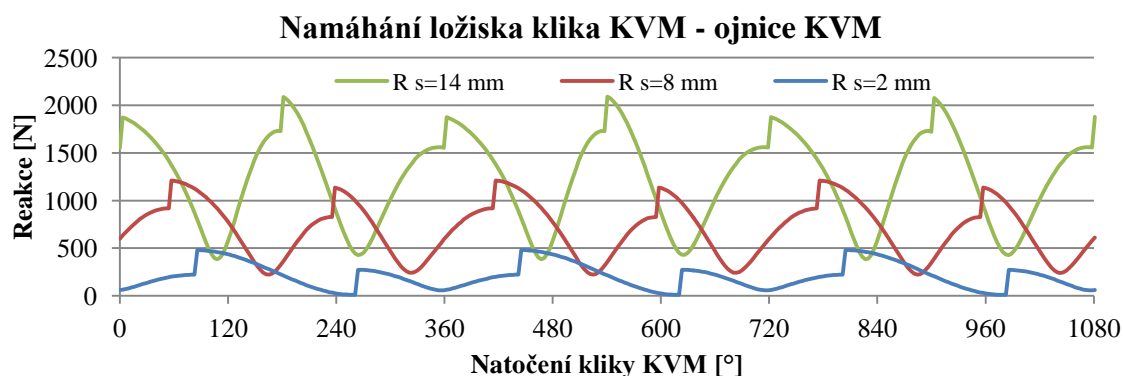
$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} L_{10} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^p = \frac{10^6}{60 * 530} \left(\frac{42,3}{1,96} \right)^3 = 316100 \text{ hod} \quad (93)$$

$$\cong 13 \text{ tisíc dní nepřetržitého provozu}$$

Z výpočtů (92) a (93) lze usoudit, že navržená ložiska pro zařízení změny délky kliky vyhovují.

Uložení ojnice KVM v klice KVM

Bylo použito dvouřadé kuličkové ložisko 3 (obrázek 51 Obr. 51), které dokáže kompenzovat případnou mimoběžnou nesouosost náboje (ojnice) a hřídele (kliky) vlivem výrobních nepřesností až do úhlu $2,5^\circ$.



Použité ložisko:

Dvouřadé kuličkové ložisko SKF 2209 EKTN9 (s kuželovou dírou) - Dynamická únosnost $C = 32,5 \text{ kN}$, Statická únosnost $C_0 = 10,6 \text{ kN}$ Maximální otáčky 15000 ot/min

Dynamické zatížení vychází z grafu 21 $P = 2,1 \text{ kN}$

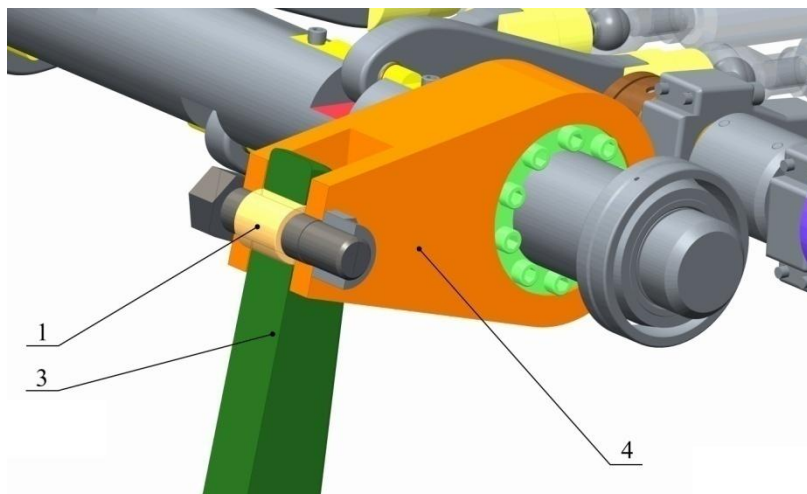
$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} L_{10} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^p = \frac{10^6}{60 * 530} \left(\frac{32,5}{2,1} \right)^3 = 116564 \text{ hod} \quad (94)$$

$$\cong 4856 \text{ dní nepřetržitého provozu}$$

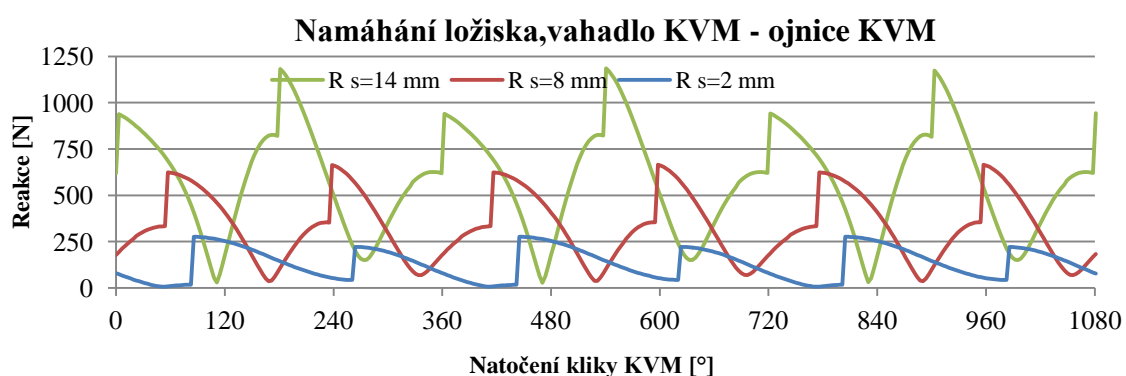
Z výpočtu (94) lze usoudit, že navržené dvouřadé kuličkové ložisko vyhovuje

Uložení ojnice KVM ve vahadlu KVM

Na obrázku 52 je zobrazen náhled na uložení vahadla KVM 4 a ojnice KVM 3. Z důvodu malého zástavbového prostoru bylo použito kluzné ložisko 1 z litého bronzu s pevným mazivem



Obr. 52 Náhled uložení vahadla KVM a ojnice KVM



Graf 22 Zatížení ložiska - Vahadlo KVM - Ojnice KVM

Použité ložisko:

Radiální kluzné ložisko JINPO B50 – pouzdro z litého bronzu s pevným mazivem (grafit), přípustné dynamické zatížení $p_{max} = 70 \text{ MPa}$, Vnitřní průměr $d = 25 \text{ mm}$, délka $l = 35 \text{ mm}$, přípustná kluzná rychlost $v = 0,4 \text{ m/s}$, pv faktor $pv_{max} = 1 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$

Kontrola na otláčení

$$p = \frac{F}{d \cdot l} = \frac{1950}{25 \cdot 34} = 2,3 \text{ MPa} < 70 \text{ MPa} \quad (95)$$

Kontrola na oteplení

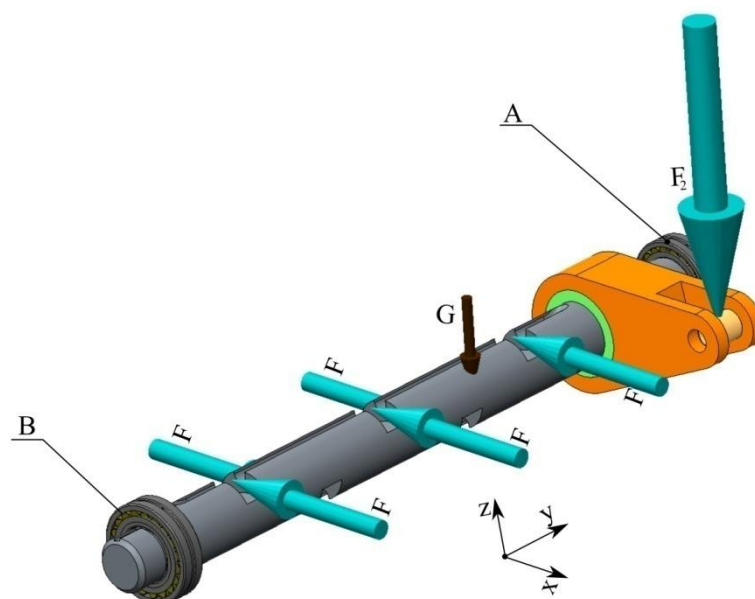
Maximální rychlost kluzná rychlost čepu v ojnici $v_{max} = 0,19 \text{ m/s}$

$$pv = 0,19 * 2,3 = 0,43 \text{ MPa} \cdot \text{m/s} < 1 \text{ m/s} \quad (96)$$

Kluzné ložisko JINPO B50 vyhovuje.

Uložení hlavní klikové hřídele

Na klikový hřídel 4' působí síly od ojníc KM \underline{F} a ojnice KVM $\underline{E_2}$ (obr. 53). Tyto síly se přenášejí do ložisek. Síly působí ve dvou směrech, proto bylo nutné vypočítat i reakce v ložiscích ve dvou směrech. Byly použity dvě naklápěcí kuličková ložiska, která mají menší čepové tření, než obyčejná kuličková ložiska a dovolují kompenzovat nesouosost uložení hřídelů až do úhlu 3° [13]. Klikový hřídel, podle výpočtu ze SW Creo Mechanism, se pohybuje s maximálními otáčkami 120 ot/min .



Obr. 53 Vnější síly působící na klikovou hřídel

Ložisko B

Naklápěcí kuličkové ložisko SKF 1210 ETN9 - Dynamická únosnost $C = 26,5 \text{ kN}$, Statická únosnost $C_0 = 9,15 \text{ kN}$ Maximální otáčky 10000 ot/min

Reakce ve směru X

$$R_{bx} = \frac{F \cdot (3a + 2b - d)}{l} = \frac{705 \cdot (3 \cdot 224,5 + 2 \cdot 106 - 277,5)}{792,5} \quad (97)$$

$$= 540,9 \text{ N}$$

Reakce ve směru Y

$$R_{by} = \frac{Ge + F_2c}{l} = \frac{222 \cdot 266,5 + 1200 \cdot 117}{792,5} = 251,8 \text{ N} \quad (98)$$

Výsledná reakce

$$R_b = \sqrt{R_{by}^2 + R_{bx}^2} = 597 \text{ N} \quad (99)$$

Teoretická trvanlivost ložiska B

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} L_{10} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^p = \frac{10^6}{60 * 120} \left(\frac{26,5}{0,6} \right)^3 = 12 \text{ mil. hod} \quad (100)$$

$\cong 500 \text{ tisíc dní nepřetržitého provozu}$

Ložisko A

Použité ložisko:

Naklápěcí kuličkové ložisko SKF 1210 ETN9 - Dynamická únosnost $C = 26,5 \text{ kN}$, Statická únosnost $C_0 = 9,15 \text{ kN}$ Maximální otáčky 10000 ot/min

Reakce ve směru X

$$R_{ax} = F - R_{bx} = 705 - 540,9 = 164,1 \text{ N} \quad (101)$$

Reakce ve směru Y

$$R_{ay} = G - R_{by} + F_2 = 222 - 251,8 + 1200 = 1170,2 \text{ N} \quad (102)$$

Výsledná reakce

$$R_a = \sqrt{R_{ay}^2 + R_{ax}^2} = 1181,7 \text{ N} \quad (103)$$

Teoretická trvanlivost ložiska B

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} L_{10} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^p = \frac{10^6}{60 * 120} \left(\frac{26,5}{1,12} \right)^3 = 1,9 \text{ mil. hod} \quad (104)$$

$\cong 76 \text{ tisíc dní nepřetržitého provozu}$

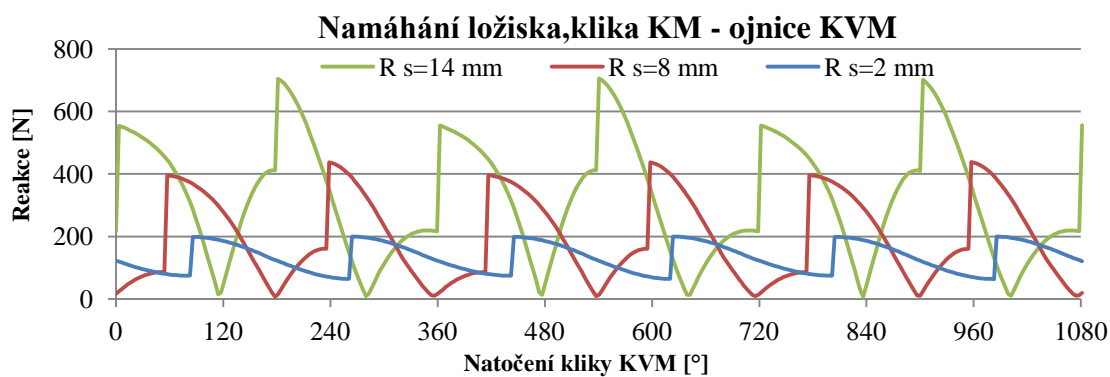
Uložení hlavní klikové hřídele na dvou naklápěcích kuličkových ložiscích SKF dle teoretických výpočtů vyhovuje.

Uložení ojnice KM

Ojnice je uložena na jedné straně v kluzném ložisku, a na druhé straně ji drží kulový čep.

Použité ložisko:

Radiální kluzné ložisko GGB DU1625 – pouzdro je vyrobeno ze zakrouženého bronzového pásku. Přípustné dynamické zatížení $p_{max} = 140 \text{ MPa}$, Vnitřní průměr $d = 16 \text{ mm}$, délka $l = 25 \text{ mm}$ (ojnice je široká jen 20 mm, proto pracovní délka ložiska je 20 mm), přípustná kluzná rychlost $v = 2,5 \text{ m/s}$, pv faktor $pv_{max} = 1,8 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$



Graf 23 Zatížení ložiska - Kliky KM - Ojnice KM

Na grafu 23 jsou zobrazeny průběhy zatížení na ložisku pro tři různé axiální zdvihy pracovních válců v závislosti na natočení kliky KVM. Z grafu vyplývá, že maximální zatížení je $R = 705 \text{ N}$

Kontrola na otláčení

$$p = \frac{F}{d \cdot l} = \frac{700}{16 \cdot 20} = 2,2 \text{ MPa} < 140 \text{ MPa} \quad (105)$$

Kontrola na oteplení

Maximální rychlost kluzná rychlost čepu v ojnici $v_{max} = 0,17 \text{ m/s}$

$$pv = 0,19 \cdot 2,3 = 0,373 \text{ MPa} \cdot \text{m/s} < 1,8 \text{ MPa} \cdot \text{m/s} \quad (106)$$

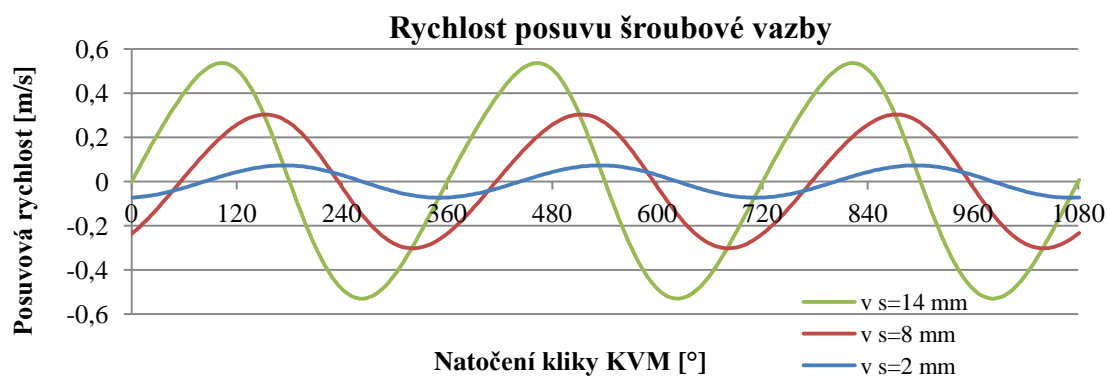
Kluzné ložisko GGB DU1625 vyhovuje.

Analýza šroubové vazby

Při zasouvání, nebo vysouvání pracovního válce z pomocné šroubové vazby, dochází ke změně otáček pracovních válců, čímž vzniká krouticí moment zatěžující vnitřní drážky šroubové vazby.

Maximální posuvná rychlost

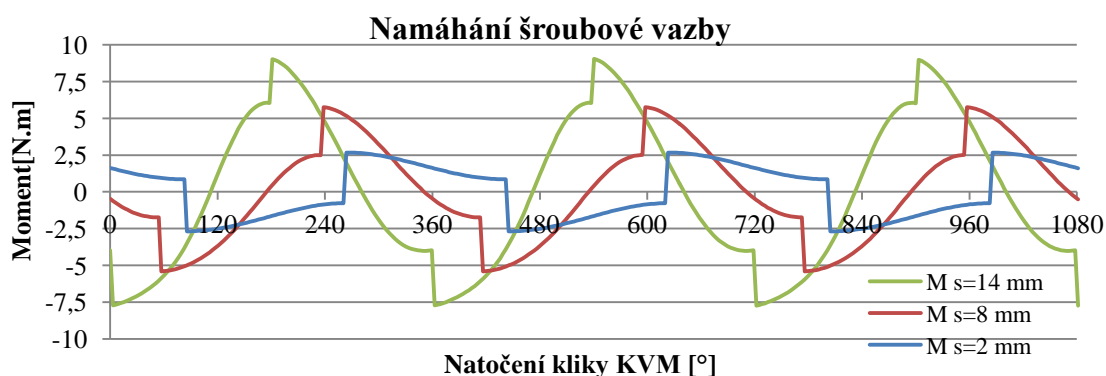
Vztahuje se na rychlost, kterou se výstupek šroubové hřídele posouvá v drážce náboje. Rychlost posuvu v závislosti na natočení kliky je zobrazena v grafu 24. Z grafu vyplývá, že maximální posuvová rychlost nepřekračuje optimální rychlost a šroubová vazba z tohoto hlediska vyhovuje.



Graf 24 Rychlost posuvu šroubové vazby

Maximální tlak

Krouticí moment lze vypočítat pomocí SW Creo Mechanism a jeho průběh v závislosti na velikosti zdvihu je zobrazen v grafu 25.



Graf 25 Namáhání šroubové vazby

Tabulka 18 Parametry šroubové vazby

h - hloubka drážky	6 mm
l - délka drážky	3x54 mm
d - střední průměr	66,5 mm
p - dovolený tlak ložiskového bronzu	12MPa

Maximální tlak lze zjistit z krouticího momentu, kterým působí horní pracovní válec na šroubovou vazbu ze vztahu [16]

$$p = \frac{4M_k}{h \cdot l_p \cdot d} = \frac{4 \cdot 9,1}{(6 \cdot 3 \cdot 54 \cdot 66,5) \cdot 10^{-9}} = 0,56 \text{ MPa} < 12 \text{ MPa} \quad (107)$$

Šroubová vazba z hlediska maximálního tlaku v drážkách bronzového náboje vyhovuje s bezpečností $k = 20$

C. Zdrojový kód výpočtu efektivní hodnoty krouticích momentů

```
% Efektivní hodnota
% Creo Mechanism Se třením
%-načtení časových hodnot
time=xlsread('servomotor_matlab.xls', 1, 'a2:a342');
%-načtení krouticího momentu
Moment=xlsread('servomotor_matlab.xls', 1, 'L2:L342');
%-Vykreslení průběhu momentu
plot(time, Moment); hold on; grid on;
% výpočet efektivní hodnoty
Mef_treni = ((trapez(time, Moment.^2))^0.5) * (1/0.3396)^0.5
% Creo Mechanism Bez tření
% načtení Momentu
Moment_bez_treni=xlsread('servomotor_matlab.xls',
1, 'J2:J342');
% Vykreslení průběhu
plot(time, Moment_bez_treni)
% výpočet efektivní hodnoty
Mef_bez_treni
= ((trapez(time, Moment_bez_treni.^2))^0.5) * (1/0.3396)^0.5
% Zjednodušený výpočet
% načtení Momentu
Moment_zjednoduseny=xlsread('servomotor_matlab.xls',
1, 'M2:M342');
% Vykreslení průběhu
plot(time, Moment_zjednoduseny)
% výpočet efektivní hodnoty
Mef_zjednoduseny
= (trapez(time, Moment_bez_treni.^2))^0.5 * (1/0.3396)^0.5
```

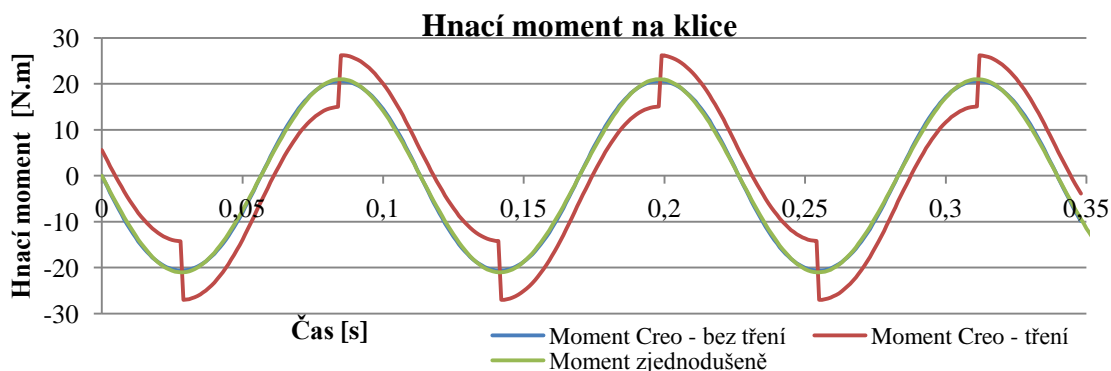

D. Návrh servomotoru klikového mechanismu

Moment setrvačnosti klikového mechanismu se dvěma pracovními válci

Pomocí upravených vztahů (58) a (59) (str. 61) je zjištěn moment setrvačnosti zjednodušené soustavy.

$$I_z = I_1 + 1 \cdot I_2 + 1 \cdot I_3 = (2,7 + 2 \cdot 13,95) \cdot 10^{-3} = 30,6 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (108)$$

Porovnáním vypočítané hodnoty krouticích momentů s numerickou simulací v prostředí Creo Mechanism bylo opět zjištěno, že chyba mezi zjednodušeným výpočtem a numerickou simulací je zanedbatelná (graf 26). Při působení třecích sil opět nastávají skokové změny krouticího momentu vlivem změny směru posuvu pracovních válců. Tabulka 19 zobrazuje efektivní hodnoty hnacích momentů při různých způsobech výpočtu.



Graf 26 Vliv třecích sil na hnací moment

Tabulka 19 Vliv způsobu výpočtu na velikost efektivní hodnoty momentu výstupních válců

Typ výpočtu efektivní hodnoty momentu	Hodnota efektivního momentu [N.m]
Zjednodušený výpočet	14,9145 N.m
SW Creo Mechanism bez tření	14,9166 N.m
SW Creo Mechanism s třením	16,0267 N.m

Při působení tření narostla efektivní hodnota momentu přibližně o 8 %. Při změně smyslu otáčení hřídele dochází vlivem změny směru působení třecích sil ke skokovému nárůstu krouticího momentu. Maximální moment zjištěn pomocí SW Creo Mechanism je 27 N.m, zatímco bez tření SW vypočítal maximální hodnotu 21 N.m. Maximální (špičková) hodnota krouticího momentu vzroste vlivem tření o 6 N.m (28 %). I tento jev nebyl při návrhu servomotoru zanedbán.

Předběžná volba pohonu

Byl zvolen servomotor firmy Kollmorgen - AKM 32D - 3x400V

Tabulka 20 Parametry servomotoru Kollmorgen AKM 32D [9]

Jmenovité otáčky	5500 ot/min
Jmenovitý krouticí moment	1,65 N.m
Špičkový krouticí moment	7,1 N.m
Jmenovitý výkon	0,95 kW
Moment setrvačnosti rotoru	0,59 kg.cm ²
Hmotnost	2,23 kg

Předběžná volba převodovky

Byla zvolena přímá planetová dvoustupňová převodovka firmy APEX - AF075 s převodovým poměrem $i = 25$. Převodovka má nerezové provedení a mazacím tukem pro celou dobu životnosti převodovky. [10]

Tabulka 21 Parametry planetové převodovky APEX AF075 $i=25$ [10]

Převodový poměr	25
Jmenovitý výstupní moment	160 N.m
Maximální akcelerační moment	288 N.m
Nouzový stop moment	480 N.m
Jmenovité vstupní otáčky	4000 ot/min
Maximální vstupní otáčky	8000 ot/min
Moment setrvačnosti $I_{př}$	0,13 kg.cm ²
Hmotnost	4,1 kg

Volba hřídelové spojky mezi výstupní hřídelí převodovky a klikovou hřídelí sestavy

Byla zvolena pružná spojka, kterou dodává firma TEA technik. Parametry pružné spojky jsou v tabulce 21, ze kterých lze usoudit, že zvolená spojka z hlediska efektivního střídavého krouticího momentu vyhovuje.

Tabulka 22 Parametry pružné spojky GE-T 28-38_AL [11]

Nominální krouticí moment	160 N.m
Maximální krouticí moment	320 N.m
Střídavý krouticí moment	42 N.m
Moment setrvačnosti I_s	3,0 kg.cm ²
Hmotnost	1,07 kg

Výpočet redukováného momentu setrvačnosti zátěže a hnacího momentu

Postup výpočtu redukováného momentu setrvačnosti byl stejný, jako při návrhu pohonu pro rozkmit prvních pěti pracovních válců.

$$\frac{1}{2} I_p \omega_v^2 = \frac{1}{2} I_m \omega_m^2 + \frac{1}{2} I_{př} \omega_m^2 \quad (109)$$

Vyjádřením momentu setrvačnosti pohonu (I_A) z rovnice (109) vychází celkový redukováný moment setrvačnosti pohonu.

$$I_A = I_m \cdot i^2 + I_{př} \cdot i^2 = (0,59 \cdot 25^2 + 0,13 \cdot 25^2) \cdot 10^{-4} = 0,045 \text{ kg.m}^2 \quad (110)$$

$$I_z < 3 \cdot I_p = 0,031 < 3 \cdot 0,045 \quad (111)$$

Pohon z hlediska porovnání momentů setrvačnosti vyhovuje.

Efektivní hodnota krouticího momentu servomotoru

Pro zjištění krouticího momentu na hřídeli servomotoru je nutné vypočítat redukováný moment setrvačnosti sestavy na hřídel servomotoru (I_s).

$$\frac{1}{2} I_s \omega_m^2 = \frac{1}{2} I_m \omega_m^2 + \frac{1}{2} I_p \omega_m^2 + \frac{1}{2} I_s \omega_v^2 + \frac{1}{2} I_L \omega_v^2 \quad (112)$$

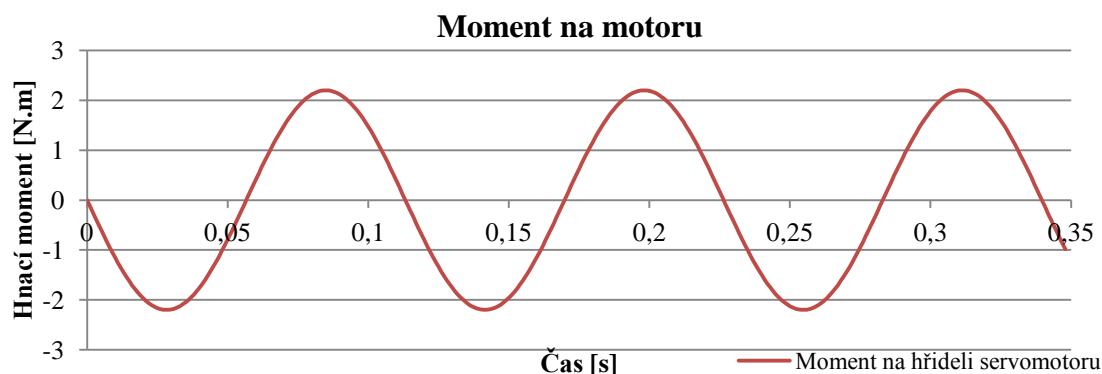
$$I_s = I_m + I_{př} + \frac{I_s}{i^2} + \frac{I_L}{i^2} = (0,59 + 0,13) \cdot 10^{-4} + \frac{3 \cdot 10^{-4}}{25^2} + \frac{0,031}{25^2} \quad (113)$$

$$= 1,22 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Celkový krouticí moment na servomotoru tedy vychází:

$$M = i \cdot I_z \cdot \ddot{\psi} = 25 \cdot 1,22 \cdot 10^{-4} \cdot -12,8624 \cdot \left(\frac{2\pi n}{60}\right)^2 \cdot \sin\left(\frac{2\pi n t}{60}\right) \quad (114)$$

Průběh hnacího momentu je znázorněn v grafu 27.



Graf 27 Průběh hnacího momentu na servomotoru AKM 32D

Efektivní hodnota daného průběhu momentu je podle upraveného vzorce (76)

$$M_{ef} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T M_{(t)}^2 dt} = 1,49 \text{ N} \cdot \text{m} < 1,65 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (115)$$

Efektivní krouticí moment servomotoru a převodovky jsou vyšší, než krouticí moment nutný pro správný chod pracovních válců i pokud se do výpočtu zahrnuje tření. Proto z tohoto hlediska servomotor Kollmorgen AKM 32D a převodovka APEX AF075 vyhovují.

Špičková hodnota krouticího momentu servomotoru

Krouticí moment vlivem třecích sil vzrostl o 6 N.m (měřeno mezi převodovkou a klikou –graf 26). Tato skoková změna krouticího momentu nastává i mezi motorem a převodovkou. Velikost změny závisí na převodovém poměru a účinnosti převodovky dle vztahu:

$$\Delta M_{k2} = \frac{\Delta M_{k1}}{i} = \frac{6}{25} = 0,24 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (116)$$

Proto maximální (špičkový) krouticí moment na motoru je součet maximální hodnoty průběhu krouticího momentu na motoru (Graf 27) sečtená se změnou krouticího momentu vlivem tření

$$M_{max} = M_{(t)max} + \Delta M_{k2} = 2,2 + 0,24 = 2,44 \text{ N} \cdot \text{m} < 7,1 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (117)$$

Špičkové krouticí momenty servomotoru a převodovky jsou vyšší, než maximální (špičkový) krouticí moment nutný pro správný chod pracovních válců. Proto z tohoto hlediska servomotor Kollmorgen AKM 32D, převodovka APEX AF075 vyhovují.

Výpočet průměrných vstupních otáček

Jelikož mají otáčky střídavý souměrný charakter, jsou průměrné otáčky rovny nule a tak z hlediska průměrných otáček servomotor a převodovka vyhovují.

Výpočet maximálních vstupních otáček

Maximální otáčky servomotoru vyplývají z rovnice (54) (str. 60).

$$n_{max} = i \cdot \dot{\psi}_{max} \cdot \frac{60}{2\pi} = 25 \cdot 118,9 = 2972,5 \text{ } ot/min < 6500 \text{ } ot/min \quad (118)$$

Maximální otáčky KM jsou menší, než maximální otáčky servomotoru a převodovky, proto z hlediska maximálních vstupních otáček pohon vyhovuje.

E. Obsah CD

Přiložené CD obsahuje text diplomové práce uložený v pdf souboru `diplomová_práce_Strnad.pdf`

Dále CD obsahuje výkresy, které jsou v tištěné formě ve výkresové dokumentaci.

F. Výkresová dokumentace